

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

DEUTSCHES PATENTAMT



# AUSLEGESCHRIFT

1 179 689

Internat. Kl.: F 24 f

Deutsche Kl.: 36 d - 1/54

Nummer: 1 179 689

Aktenzeichen: C 17376 X / 36 d

Anmeldetag: 20. August 1958

Auslegungstag: 15. Oktober 1964

## 1

Die Erfindung betrifft eine Klimaanlage für industrielle Zwecke, insbesondere für Textilfabriken für einen wahlweise einstellbaren Betrieb, z. B. Sommer- oder Winterbetrieb, mit einer Luftaufbereitungsanlage, in der hintereinander eine Mischkammer zum Mischen von Umluft mit Außenluft, ein Gebläse zur Förderung der Luft, eine Vorwärmstufe zum Vorwärmen der aus der Mischkammer austretenden Luft, eine Anfeuchtungsstufe, eine Abscheidestufe zum Entfernen von Wassertröpfchen und Schmutzteilen aus der Luft und eine Nachwärmstufe angeordnet sind.

Bei bekannten Klimaanlagen für diese Zwecke werden im allgemeinen die Raumtemperatur und die Feuchtigkeit geregelt. Dabei wird meistens die Feuchte über einen Feuchtemesser gemessen und der Meßwert einem Regler zugeführt, der daraufhin den Wasserzufluß zu der Anfeuchtungsstufe verstellt. Meistens wird jedoch die Feuchterege- 10 lung über eine Taupunktregelung bewirkt. Dabei wird die Luft in der Anfeuchtungsstufe der Luftaufbereitungsanlage mit Feuchtigkeit gesättigt und in der anschließenden Nachwärmstufe auf die gewünschte relative Feuchte gebracht. Diese Regelungsstufe hat sich jedoch insbesondere während des Sommers, wenn mit Verdunstungskühlung gearbeitet wird, als nachteilig und unwirtschaftlich erwiesen.

Bei einer anderen bekannten Klimaanlage arbeiten ein in dem zu klimatisierenden Raum angeordneter Hygrostat und Thermostat mit einer komplizierten elektrischen Schaltanlage zusammen, um verschiedene Variationen bei der Klimatisierung der Luft zu erreichen. Allerdings wird bei dieser Anlage die Menge der zugeführten Außenluft nicht geregelt, und nur ein veränderbarer Teil der Umluft wird zusammen mit der zugeführten Außenluft einer Anfeuchtungsstufe, die dort insbesondere als Kühlstufe ausgebildet ist, zugeführt, um durch Verändern der Größe dieses angefeuchteten bzw. gekühlten Umluftteiles die gewünschten Raumzustände teilweise zu erreichen. Der andere Teil der Umluft durchläuft nicht die Anfeuchtungsstufe und wird somit auch keiner Reinigung unterworfen. Schon dies macht deutlich, daß eine solche Anlage für industrielle Zwecke und insbesondere für Textilfabriken, bei denen die Reinigung der Luft eine wesentliche Aufgabe der Klimaanlage bildet, nicht geeignet ist.

Der vorliegenden Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Klimaanlage der eingangs genannten Art — ohne Taupunktregelung — zu schaffen, bei der eine günstige Anpassung der Luftaufbereitung an die geforderten Klimabedingungen erreicht ist, bei der

Klimaanlage für industrielle Zwecke, insbesondere für Textilfabriken

Anmelder:

Carrier Corporation, Syracuse, N.Y. (V. St. A.)

Vertreter:

Dr.-Ing. H. Negendank, Patentanwalt,  
Hamburg 36, Neuer Wall 41

Als Erfinder benannt:

Ernest Cornell Hungate, Liverpool, N.Y.  
(V. St. A.)

## 2

die Regelung der Luftaufbereitungsanlage einerseits elastisch und andererseits mit sehr geringem Energieaufwand arbeitet und bei der eine befriedigende Reinigung der den zu klimatisierenden Räumen zugeführten Luft erzielt wird.

Dies wird gemäß der Erfindung dadurch erreicht, daß für die Mischkammerstufe, die Vorwärmstufe, die Anfeuchtungsstufe und die Nachwärmstufe Regelvorrichtungen vorgesehen sind, die zusammen mit einem Thermostaten und einem Hygrostaten, die sich beide in dem zu klimatisierenden Raum befinden, eine Regelungsanlage bilden, der ein Schalter derart zugeordnet ist, daß die Steuerverbindungen zwischen dem Thermostaten, dem Hygrostaten und den Regelvorrichtungen für die genannten vier Anlagestufen auf zwei Schaltungen für zweierlei Betriebsabläufe, z. B. Sommer- oder Winterbetrieb, geschaltet werden können, und zwar derart, daß bei der ersten Schaltung für den einen Betriebsablauf, z. B. Winterbetrieb, die Regelvorrichtung für die Mischstufe in Steuerverbindung mit dem Thermostaten, die Regelvorrichtung für die Vorwärmstufe in Steuerverbindung sowohl mit dem Hygrostaten als auch mit dem Thermostaten, die Regelvorrichtungen für die Anfeuchtungsstufe in Steuerverbindung mit dem Hygrostaten und die Regelvorrichtungen für die Nachwärmstufe in Steuerverbindung sowohl mit dem Hygrostaten als auch mit dem Thermostaten stehen und daß bei der zweiten Schaltung für den anderen Betriebsablauf, z. B. Sommerbetrieb, die Regelvorrichtung für die Vorwärmstufe in Steuerverbindung sowohl mit dem Hygrostaten als auch mit dem Thermostaten, die Regelvorrichtungen für die Anfeuchtungsstufe in Steuerverbindung sowohl mit dem

Thermostaten als auch mit dem Hygrostaten und die Regelvorrichtungen für die Nachwärmstufe in Steuer-  
verbindung mit dem Thermostaten stehen. Durch  
diese wahlweise Einstellung der Regelkreise, insbe-  
sondere der Anfeuchtungsstufe und der Nachwärm-  
stufe, in Abhängigkeit von einem oder von beiden  
Raumzustandsmessern, ergibt sich eine außerordent-  
lich zufriedenstellende und wirtschaftlich günstig  
arbeitende Klimaanlage.

In vorteilhafter Ausgestaltung der Erfindung ist ein  
unter dem gemeinsamen Einfluß des Thermostaten  
und des Hygrostaten stehendes Mischstellen-Steuer-  
element angeordnet, das in der ersten Schaltung für  
Winterbetrieb mit den Regelvorrichtungen der Nach-  
wärmstufe und in der zweiten Schaltung für Som-  
merbetrieb mit den Regelvorrichtungen der Anfeuch-  
tungsstufe verbunden ist, wobei das Steuerelement  
die Steuerverbindung zu den Regelvorrichtungen in  
vorher festgelegter Weise je nach den ankommenden  
Steuergrößen entweder von dem Thermostaten her  
oder von dem Hygrostaten her herstellt. Ein ähn-  
liches Mischstellen-Steuerelement ist ferner vorteil-  
hafterweise den Regelvorrichtungen der Vorwärm-  
stufe in beiden Schaltungen vorgeschaltet.

In weiterer Ausgestaltung der Erfindung ist den  
Regelvorrichtungen der Anfeuchtungsstufe ein Min-  
destregelgrößen-Steuerelement zugeordnet, das unab-  
hängig von den ankommenden Regelgrößen stets für  
die Weiterleitung einer Mindestregelgröße sorgt, da-  
mit immer eine gewisse Anfeuchtung und damit Min-  
destreinigung der Luft in der Luftaufbereitungsanlage  
gewährleistet ist. Ferner ist in vorteilhafter Weise  
zwischen das Mischstellen-Steuerelement, das der  
Regelvorrichtung der Vorwärmstufe vorgeschaltet ist,  
und den Thermostaten ein Regelgrößen-Steuer-  
element geschaltet, das eine gegebene Führungsregel-  
größe im Verhältnis zu einer vom Thermostaten an-  
kommenden Regelgröße in eine ausgehende Regel-  
größe umwandelt. Dadurch werden für eine Über-  
steuerung des Hygrostaten durch den Thermostaten  
günstige Verhältnisse geschaffen.

In Weiterbildung der Erfindung ist in die Steuer-  
verbindung zwischen der Regelvorrichtung der  
Mischkammerstufe und dem Thermostaten, in die  
Steuerverbindung zwischen dem Mischstellen-Steuer-  
element der Anfeuchtungs- bzw. Nachwärmstufe  
und dem Thermostaten und in die Steuerverbindung  
zwischen demselben Mischstellen-Steuerelement und  
dem Hygrostaten jeweils ein Regelgrößenumkehr-  
Steuerelement geschaltet, das eine gegebene Füh-  
rungsregelgröße im umgekehrten Verhältnis zu einer  
vom Thermostaten oder Hygrostaten ankommenden  
Regelgröße in eine ausgehende Regelgröße umwan-  
delt, wodurch in günstiger Weise gewisse gegen-  
seitige Übersteuerungsmöglichkeiten für den Thermo-  
staten und den Hygrostaten geschaffen werden. Eine  
weitere Verbesserung der Erfindung wird noch er-  
reicht durch ein durch den die Betriebsabläufe ein-  
stellenden Schalter steuerbares Steuerelement und  
eine von diesem abzweigende Umgehungsleitung, die  
das Regelgrößenumkehr-Steuerelement in der Steuer-  
verbindung zwischen dem der Anfeuchtungs- bzw.  
Nachwärmstufe zugeordneten Mischstellen-Steuer-  
element und dem Thermostaten bei Winterbetrieb  
überbrückt, so daß in diesem Betriebszustand der  
Hygrostat den Thermostaten, die beide über das  
Mischstellen-Steuerelement auf die Regelvorrich-  
tungen der Nachwärmstufe einwirken, übersteuern kann.

Bei einer bevorzugten Ausführungsform nach der  
Erfindung ist die Regelungsanlage als pneumatisch  
arbeitende Anlage ausgebildet, wodurch sich die ein-  
zelnen Mischstellen- und sonstigen Steuerelemente in  
besonders einfacher Weise ausführen lassen. Ferner  
steht bei einem bevorzugten Ausführungsbeispiel  
nach der Erfindung die Mischkammerstufe während  
des Sommerbetriebes nicht in Steuerverbindung mit  
dem Thermostaten oder Hygrostaten, so daß wäh-  
rend dieser Zeit die Mischkammerstufe unabhängig  
vom Thermostaten und vom Hygrostaten mit der Zu-  
fuhr eines geringfügigen, im wesentlichen konstanten  
Anteils an Außenluft arbeitet. Ein hervorragendes  
Merkmal der Erfindung liegt ferner darin, daß die  
gesamte den zu klimatisierenden Räumen zugeführte  
Luft durch die Anfeuchtungsstufe geführt ist.

Weitere Merkmale und Vorzüge der Erfindung er-  
geben sich aus der nachfolgenden Beschreibung eines  
bevorzugten Ausführungsbeispiels im Zusammen-  
hang mit den Zeichnungen. Es zeigt

Fig. 1 eine schematische Darstellung einer Klima-  
anlage nach der Erfindung, in welcher die Regel-  
anlage mit einem bekannten Luftwäscher zusammen-  
arbeitet,

Fig. 2 eine vereinfachte schematische Darstellung  
der Regelanlage bei Winterbetrieb und bei Sommer-  
betrieb mit einer Verdunstungskühlung,

Fig. 3 eine vereinfachte schematische Darstellung  
der Anlage für Sommerbetrieb bei gleichzeitiger zu-  
sätzlicher Kühlung,

Fig. 4 ein psychrometrisches Diagramm, das sich  
beim Winterbetrieb ergibt,

Fig. 5 ein psychrometrisches Diagramm, wie es  
sich beim Sommerbetrieb mit Verdunstungskühlung  
ergibt,

Fig. 6 ein psychrometrisches Diagramm, das sich  
beim Sommerbetrieb und bei Anwendung einer zu-  
sätzlichen Kühlung ergibt,

Fig. 7 eine schematische Darstellung eines geeig-  
neten Hygrostaten,

Fig. 8 eine schematische Darstellung eines geeig-  
neten Thermostaten,

Fig. 9 eine schematische Darstellung eines Misch-  
stellen-Steuerelementes.

Fig. 10 eine schematische Darstellung eines Regel-  
größen-Steuerelementes,

Fig. 11 eine schematische Darstellung eines Min-  
destregelgrößen-Steuerelementes und

Fig. 12 eine schematische Darstellung eines Regel-  
größenumkehr-Steuerelementes.

In Fig. 1 ist eine Luftaufbereitungsanlage mit  
einer erfindungsgemäß ausgebildeten Regelanlage  
dargestellt. Die Luft strömt in eine Mischkammer-  
stufe 1, die durch eine Mischkammer 2 gebildet wird,  
welche Lüftungsklappen 3 für die Umluft und die  
Lüftungsklappen 4 für die Außenluft besitzt. Die  
Lüftungsklappen werden durch einen gemeinsamen  
Motor 5 verstellt, es kann jedoch auch für beide Ar-  
ten von Lüftungsklappen jeweils ein Motor angeord-  
net sein. Der Motor 5 wird pneumatisch durch Re-  
gelvorrichtungen, die nachstehend genauer beschrie-  
ben sind, gesteuert. Die Wirkungsweise der Lüftungs-  
klappen ist so, daß ein bestimmtes Öffnen der einen  
Lüftungsklappe ein dazu im Verhältnis stehendes  
Schließen der anderen Lüftungsklappen hervorruft,  
so daß bei geöffneten Lüftungsklappen 3 für die Um-  
luft die Lüftungsklappen 4 für die Außenluft im  
wesentlichen geschlossen sind, und umgekehrt.

Die Mischkammer 2 ist mit einem bekannten Luftwäscher 6 verbunden. Dieser Wäscher besitzt einen zylindrischen Abschnitt 7, in dem ein von einem Motor 8 getriebenes Gebläse 9 konzentrisch angeordnet ist.

An diesen Gebläseabschnitt schließen sich eine Vorwärmstufe II und eine Anfeuchtungsstufe III an, und zwar in baulicher Hinsicht ein Gehäuse 18, in das zur Bildung der Vorwärmstufe II eine Leitung 13 mit Düsen 12 greift. Die Leitung 13 ist mit einer geeigneten, nachstehend ausführlicher beschriebenen Dampfquelle verbunden. Die Dampfdufen 12 sind hinter dem Gebläse 9 angeordnet. Dahinter liegt die Anfeuchtungsstufe III, gebildet durch den Spritzwasserabschnitt 14 des Wäschers. Der Spritzwasserabschnitt umfaßt eine Leitung 19, die mit einer Spritzwasserquelle über eine Leitung 17 verbunden ist. Mehrere Reihen von Nebenleitungen 15 gehen von der Leitung 19 ab. Sie besitzen an ihren Enden jeweils eine Spritzwasserdüse 16. Im unteren Abschnitt des Gehäuses 18 befindet sich ein Becken 10 mit einem Abfluß 11, der dem Entfernen des Wassers aus dem Luftwäscher 6 dient.

Hinter den Reihen der Spritzwasserdüsen 16, d. h. der Anfeuchtungsstufe III, ist ein drehbar auf einer Lageranordnung 20 befestigter Abscheider 21 vorgesehen. Die Ausbildung dieses drehbaren Abscheiders ist bekannt. Er besitzt als wesentlichen Bestandteil eine Nabe, von der sich mehrere Flügel erstrecken; wobei jeder Flügel mehrere Flächen besitzt, welche sich in einer für alle Flügel gemeinsamen Ebene oder Kegelfläche schneiden. Der äußere Umfang des Abscheiders besitzt Umkleidungen und außerdem geeignete Dichtvorrichtungen, um jegliches Vorbeistromen von Luft um die Abscheidevorrichtung herum zu vermeiden.

Hinter dem Abscheider 21 befindet sich ein Führungsabschnitt 25, der sich nach den Räumen hin erstreckt, die durch die Anlage klimatisiert werden sollen. In diesem Abschnitt 25 befindet sich die Nachwärmstufe IV, gebildet durch eine Heizschlange 24, die mit einer Dampfquelle oder einem anderen Heizmittel verbunden ist.

Beim Betrieb der Luftaufbereitungsanlage wird Luft in Abhängigkeit von den Stellungen der Lüftungsklappen 3 und 4, die von nachstehend näher beschriebenen Regelvorrichtungen gesteuert werden, vermischt. Die Luft wird dann dem Wäscher aus der Mischkammer 2 durch das Gebläse 9 zugeführt. Die in den Wäscher einströmende Luft durchläuft dabei die Vorwärmstufe II, gebildet durch die Dampfdufen 12, deren Aufgabe es ist, den Taupunkt sowie den Feuchtigkeitsgehalt der Luft in Abhängigkeit von den gewünschten Verhältnissen zu erhöhen. Dies kann auch durch Erwärmen des Spritzwassers in der Anfeuchtungsstufe III herbeigeführt werden. Hinter den Dampfdufen befindet sich die Anfeuchtungsstufe III, gebildet durch die verschiedenen Reihen der Spritzwasserdüsen 16, denen Regelvorrichtungen vorgeschaltet sind. Die dem Wäscher zugeführte Luft wird in dieser Stufe angefeuchtet und kann auf Wunsch in einen gesättigten Zustand übergeführt werden. Bei dieser Art eines Wäschers und des Abscheiders ist es möglich, die Wasserzufuhr bis zu einem Punkt abzudrosseln, bei dem im wesentlichen 80% der Luft das Spritzwasser umgeht, d. h. nicht mit ihm in Berührung kommt. Bisher war dies auf Grund des starken Verschmutzens des Abscheiders

nicht möglich. Jedoch besitzt bei einer bekannten Ausbildung des Abscheiders der Wäscher die Eigenschaft, sich im wesentlichen selbst zu reinigen, so daß er über Zeiträume von länger als 1 Jahr in Betrieb bleiben kann, ohne daß irgendeine besondere Wartung oder Säuberung erforderlich wäre. Die angefeuchtete Luft, welche den Bereich der Spritzwasserdüsen, d. h. die Anfeuchtungsstufe III, passiert, trifft auf den Abscheider 21.

Dieser Abscheider entfernt im wesentlichen alle Flüssigkeitströpfchen und noch vorhandenen Schmutzteilen aus der aus dem Luftwäscher ausströmenden Luft und führt das abgeschiedene Wasser und die Schmutzteilen in das Becken 10 ab, von wo es in ein geeignetes Filtersystem gelangt und zu den Spritzwasserdüsen zurückgeführt wird. Nachdem die Luft den Abscheider 21 durchströmt hat, gelangt sie in die Nachwärmstufe IV in dem Führungsabschnitt 25. Wenn die in dem zu klimatisierenden Raum herrschende Wärme nicht ausreicht, um die relative Feuchtigkeit auf einen gewünschten Wert zu vermindern oder die Temperatur der gereinigten Luft auf den gewünschten Temperaturstand zu erhöhen, so kann in dieser Stufe durch eine angemessene Zuführung von Wärme mittels der Dampf- schlange 24 in Abhängigkeit von der erfindungsgemäßen Regelanlage diesem Zustand abgeholfen werden.

Vorstehend wurde eine Luftaufbereitungsanlage beschrieben, die in Verbindung mit der vorliegenden Erfindung in besonders geeigneter Weise verwendet werden kann. Jedoch können auch andere Aufbereitungsanlagen und insbesondere andere Luftwäscher verwendet werden, wenn sie ermöglichen, die Zufuhr von Spritzwasser während des Betriebes bis zu dem gewünschten Grad zu drosseln, ohne daß dabei die Gefahr bestünde, daß Ansammlungen von Schmutzteilen den Betrieb der Anlage stören. Bisher war dies unmöglich, weil die bekannten stationären Abscheider nur mehrere stationäre Flügel besaßen, die in ihrer Richtung verschieden angeordnet waren, um die Flüssigkeits- oder Schmutzteilen der Luft durch Aufprallwirkung zu entfernen.

Man erkennt, daß die vorliegende Luftaufbereitungsanlage geeignete Vorrichtungen zum Einregeln des Zustandes der Luft, die in den zu klimatisierenden Raum einströmt, besitzt. Die erste Regelung besteht in der Möglichkeit, Außenluft und Umluft in der Mischkammerstufe I in derartigen Mengen miteinander zu vermischen, daß eine geeignete Mischungstemperatur erzielt wird. Die zweite Regelung liegt in der Vorwärmstufe II, und zwar in der Verwendung von Dampfdufen, um den Taupunkt geeignet zu beeinflussen. Dann schließt sich die Anfeuchtungsstufe III mit der Spritzwasservorrichtung an, welche abgestimmt werden kann, um ein Nichtbefeuchten der Luft zwischen 0 und 80% zu ermöglichen. Um die Vielseitigkeit der Anlage zu vergrößern, ist in dem Führungsendabschnitt schließlich die Nachwärmstufe IV mit Nachwärmsschlangen 24 angeordnet. Durch ein richtiges Ausnutzen dieser vier verschiedenen Regelmöglichkeiten in den vier Aufbereitungsstufen kann die erwünschte Temperatur, Feuchtigkeit und Sauberkeit der Luft in dem zu klimatisierenden Raum erhalten werden.

Zur Regelung dieser vier Anlagestufen I bis IV wird eine Regelanlage mit zwei Raumzustandsmessern verwendet. Diese sind ein Thermostat 30 und ein Hygrostat 31, die in dem zu klimatisierenden Raum

angeordnet sind. Um besonders genaue Ergebnisse zu erzielen, können sie in einem zum Schutz gegen eine Luftströmung geeigneten nicht dargestellten Gehäuse angeordnet sein. Die beiden Raumzustandsmesser geben ihre Meßwerte auf pneumatischem Wege weiter. Die dazu notwendige Führungsdruckluft wird dem Hygrostaten 31 über die Leitung 111 und dem Thermostaten 30 über die Leitung 123 zugeführt.

Die gesamte Regelanlage wird in dem hier beschriebenen Ausführungsbeispiel pneumatisch betrieben und besteht aus einer Anzahl von Ventilen 42, 52, 59, 68, die ebenfalls pneumatisch durch ein Schaltelement 45 betätigt werden können, und zwar derart, daß sie normalerweise bei sommerlichen Betriebsbedingungen offen stehen, bei winterlichen Betriebsbedingungen jedoch geschlossen sind und dadurch eine zweite Schaltung für einen geänderten Betriebsablauf ausbilden. Die sich ergebenden unterschiedlichen Schaltungen sind näher in den Beschreibungen der Fig. 2 und 3 erläutert. In Fig. 2 ist dabei die zweite Schaltung für Winterbetrieb oder für einen Sommerbetrieb mit Verdunstungskühlung gezeigt und in Fig. 3 die erste Schaltung für einen Sommerbetrieb mit zusätzlicher Kühlung der Luft während ihrer Aufbereitung.

Das Schaltelement 45 ist über eine Leitung 45' mit einer Luftdruckquelle verbunden. Im vorliegenden Falle wird Luft mit einem Druck von  $1 \text{ kg/cm}^2$  verwendet, jedoch ist es auch möglich, andere Drücke anzuwenden.

Bei der Art der Anlage nach Fig. 1 sind mehrere hintereinandergeschaltete Druckhöhenumkehr- (oder, allgemeiner gesagt, Regelgrößenumkehr-) Steuerelemente 40, 60, 76 vorhanden. Dabei ergeben zwei derartige in Reihe angeordnete Steuerelemente eine sich gegenseitig aufhebende Wirkung. Diese Anordnung ist jedoch notwendig, um ein Wechselsystem auszubilden, das für zwei unterschiedliche Betriebsabläufe geeignet ist. Die Wirkung dieser Steuerelemente 40, 60, 76 liegt darin, daß bei einem dem Steuerelement zugeführten gegebenen Führungsdruck von dem Steuerelement ein Regeldruck ausgeht, der dem höchsten Führungsdruck abzüglich des zugeführten Steuerdruckes entspricht. Wenn z. B. der maximale Führungsdruck bei  $1 \text{ kg/cm}^2$  liegt und dem Druckhöhenumkehr-Steuerelement ein Steuerdruck von  $0,2 \text{ kg/cm}^2$  zugeführt wird, so geht von dem Steuerelement ein Regeldruck von  $0,8 \text{ kg/cm}^2$  aus. Eine Ausführung eines Druckhöhenumkehr-Steuerelementes ist in Fig. 12 dargestellt. Der Führungsdruck für dieses Steuerelement wird dort durch die Öffnung 183 zugeführt.

Gemäß Fig. 1 geht vom Thermostaten 30 eine Leitung 33 ab, von der wiederum eine Leitung 34 abzweigt, die zu einem Regeldruck- (oder, allgemeiner gesagt, Regelgrößen-) Steuerelement 35 führt. Aufgabe dieses Steuerelementes ist es, den auf der einen Seite wirkenden Führungsdruck in einem vorherbestimmten Verhältnis zu verändern. Eine genaue Beschreibung einer geeigneten Ausführungsart für dieses Steuerelement 35 ist in Verbindung mit Fig. 10 gegeben. Mit dem Steuerelement 35 ist über eine Leitung 158 eine Quelle für unter hohem Druck stehende Führungsdruckluft verbunden. Die Leitung 33 ist weiterhin mit Leitungen 37, 38 und 39 verbunden. Die Leitung 37 geht zu einem Druckhöhenumkehr-Steuerelement 40. Die Arbeitsweise dieses

Steuerelementes besteht, wie vorstehend allgemein erläutert, darin, daß bei Vorhandensein eines Steuerdruckes von  $0,2 \text{ kg/cm}^2$  in der Leitung 37 von seiten des Thermostaten 30 ein Regeldruck von  $1 \text{ kg/cm}^2$  (Führungsdruck) weniger  $0,2 \text{ kg/cm}^2$ , d. h.  $0,8 \text{ kg/cm}^2$ , in der Leitung 41 herrscht. In der Leitung 41 ist ein Ventil 42 angeordnet, das auf drei Wegen pneumatisch eingestellt werden kann. Dieses Ventil besitzt, wie es aus der schematischen Zeichnung zu erkennen ist, drei Kanäle, davon einen Ausgangskanal C, der immer offen steht und mit dem Lüftungsklappenmotor 5, der die Umluft- und Außenluftklappen 3 und 4 regelt, d. h. die Mischkammerstufe I, über die Leitung 43 verbunden ist.

Das Ventil 42 besitzt ferner einen normalerweise, d. h. in der ersten Schaltung nach Fig. 3 offenen Kanal NO, der in diesem besonderen Fall die Ausgangsleitung C zur freien Atmosphäre hin entlüftet. Ein dritter Kanal NC, der normalerweise geschlossen ist, ist in der zweiten Schaltung nach Fig. 2 offen. Wenn ein Stelldruck von  $1 \text{ kg/cm}^2$  von seiten des Schaltelementes 45 auf das Antriebselement des Ventils 42 einwirkt, sind bei dieser zweiten Schaltung der normalerweise geschlossene Kanal NC und der Ausgangskanal C des Ventils miteinander verbunden, wodurch der Regeldruck in der Leitung 41 über die Leitung 43 zum Lüftungsklappenmotor 5 übertragen werden kann und auf diese Weise das Mischungsverhältnis der in die Luftaufbereitungsanlage eintretenden Luft, d. h. die Mischkammerstufe I, geregelt werden kann.

Das Schaltelement 45 ist in der ersten Schaltung (Fig. 3) während der sommerlichen Betriebsverhältnisse geschlossen, so daß kein Stelldruck auf die Antriebsteile des Dreiwegeventils 42 und der anderen, gleichartigen Dreiwegeventile 52, 59, 68 ausgeübt wird, wodurch die Kanäle NO und die Ausgangskanäle C jeweils miteinander verbunden bleiben. In der zweiten Schaltung (Fig. 2) während der winterlichen Betriebsverhältnisse wird jedoch durch eine Umstellung des Schaltelementes 45 ein Stelldruck von  $1 \text{ kg/cm}^2$  auf die Antriebselemente der verschiedenen Dreiwegeventile ausgeübt, wodurch sich eine Verbindung der Kanäle NC und der Ausgangskanäle C ergibt. Die verschiedenen, gleichartigen Ventile 42, 52, 59, 68 der Anlage sind durch Leitungen 46, 47, 48 und 49 mit dem Schaltelement 45 verbunden. Die Sommer- und Winterschaltungen sind in Fig. 3 und 2 vereinfacht dargestellt.

Unter der Annahme, die Schaltung sei in der dargestellten Weise für winterliche Betriebsverhältnisse ausgebildet, ist zu erkennen, daß der Thermostat über das Druckhöhenumkehr-Steuerelement 40 bewirkt, daß ein vorherbestimmter Regeldruck auf den Lüftungsklappenmotor zur Einwirkung kommt. Während des Sommerbetriebes (nach Fig. 3) steht der Motor für die Lüftungsklappen nicht in Steuer-Verbindung mit einem der Raumzustandsmesser; die Lüftungsklappen der Mischkammer stehen dann für die Umluft weit offen und sind für die Außenluft geschlossen.

Der Thermostat 30 ist über die Leitungen 33 und 38 auch mit dem Ventil 52 verbunden. Dieser Anschluß liegt an dem normalerweise offenen Kanal NO dieses Dreiwegeventils. Der Ausgangskanal C dieses Ventils ist über eine Leitung 53 mit einem Ventil 54 für den Nachdampf, d. h. für die Nachwärmstufe IV, verbunden. Wenn ein Stelldruck auf

das Antriebselement dieses Ventils 54 ausgeübt wird, kann Dampf durch eine Leitung 55 zur Nachwärmeschlange 24 innerhalb des Führungsendabschnittes 25 des Luftwäschers strömen. Das Ventil 54 befindet sich normalerweise in einer Schließstellung und öffnet, wenn ein Mindeststelldruck auf sein Antriebselement aufgebracht wird.

Der normalerweise, d. h. während des Sommerbetriebes, wenn von seiten des Schaltelementes 45 kein Stelldruck aufgebracht wird, geschlossene Kanal NC des Ventils 52 ist durch eine Leitung 57 an ein Mischstellen-Steuerelement 58 in einer nachstehend genauer beschriebenen Weise angeschlossen.

Der Thermostat 30 ist mit dem weiteren Dreiwegeventil 59 über die Leitungen 33 und 39 verbunden. Der Anschluß erfolgt am Ausgangskanal C dieses Ventils. Der normalerweise offene Kanal NO des Ventils ist mit einem Druckhöhenumkehr-Steuerelement 60, das dem Steuerelement 40 ähnlich ist, verbunden. Das Ventil 59 überbrückt mit einer an seinem normalerweise geschlossenen Kanal NC angeschlossenen Umgehungsleitung 61 dieses Druckhöhenumkehr-Steuerelement 60 und schließt an eine Leitung 62 an, die zwischen diesem Steuerelement 60 und dem Mischstellen-Steuerelement 58 verläuft.

Das Mischstellen-Steuerelement ist hier eine pneumatisch betätigte Vorrichtung, die auf Wunsch derart eingestellt werden kann, daß entweder der niedrige oder der hohe von zwei aufgegebenen Steuerdrücken als Hauptregelgröße weitergeleitet wird. Beim Betrieb werden zwei Steuerdrücke auf die Vorrichtung übertragen. Wenn die Vorrichtung auf eine Hochdrucksteuerung eingestellt ist, kann nur der höhere Druck über die Vorrichtung hinaus weitergeleitet werden. In bestimmten Fällen ist es wünschenswert, daß der niedrigere Druck durch die Vorrichtung weitergeleitet wird. Die Vorrichtung kann dann entsprechend eingestellt werden. Das Mischstellen-Steuerelement 58 ist in der vorliegenden Erfindung für eine Hochdrucksteuerung eingestellt, d. h., nur der höhere Druck, der dem Steuerelement 58 zugeführt wird, wird durch dieses weitergeleitet, und zwar über eine Leitung 63, und kann in Abhängigkeit von durch das Schaltelement 45 gegebenen Schaltungsverhältnissen durch die von dort abzweigende Leitung 57, das Ventil 52 und die Leitung 53 dem Ventil 54 zur Regelung der Nachwärmstufe IV zugeleitet werden.

Die Leitung 63 schließt an den normalerweise offenen Kanal NO des Dreiwegeventils 68 an. Die Ausgangsleitung C dieses Ventils ist durch eine Leitung 69 mit einem Mindestdruck-Steuerelement 70 verbunden. Dieses Steuerelement wirkt dahingehend, daß es stets mindestens einen bestimmten minimalen Druck weiterleitet. Das Steuerelement 70 ist mit einem Ventil 72 über eine Leitung 71 verbunden. Führungsluft wird dem Steuerelement durch eine Leitung 162 zugeführt. Das Ventil 72 drosselt die Wasserzufuhr zu den Spritzwasserdüsen 16 in dem Luftwäscher 6, d. h. steuert die Anfeuchtungsstufe III.

Der Raumhygrostat 31 besitzt ein Druckhöhenumkehr-Steuerelement 76, das über eine Leitung 73 mit dem normalerweise geschlossenen Kanal NC des Dreiwegeventils 68 verbunden ist. In Abhängigkeit von jahreszeitlich bedingten Schaltungsverhältnissen und dem Vorliegen eines Stelldruckes in der Leitung 49 (von seiten des Schaltelementes 45) ist der Aus-

gangskanal C dieses Ventils 68 entweder mit dessen normalerweise geschlossenen Kanal NC oder normalerweise offenen Kanal NO verbunden.

Das Mischstellen-Steuerelement 58 ist mit dem Raumhygrostaten 31 über dieses Druckhöhenumkehr-Steuerelement 76 verbunden, und zwar über Leitungen 77, 75 und die Leitung 73. Hieraus wird deutlich, daß die Spritzwasserdüsen, d. h. die Anfeuchtungsstufe III, die unmittelbar durch das Ventil 72 gesteuert werden, infolge des Dreiwegeventils 68 in Abhängigkeit von jahreszeitlich bedingten Schaltungsverhältnissen entweder durch den Raumthermostaten 30 oder den Raumhygrostaten 31 gesteuert werden können.

Ein zweites Mischstellen-Steuerelement 80 steht mit dem Raumhygrostaten 31 über eine Leitung 81 und die Leitung 73 in Steuerverbindung. Dieses Steuerelement 80 ist auf eine Niederdrucksteuerung eingestellt, so daß der niedrigere Druck von zwei dem Gerät zugeführten Steuerdrücken weitergeleitet wird und dann ein Ventil 83 steuern kann. Das Ventil 83 regelt die Vorwärmstufe II, d. h. die Zuführung von Dampf, über eine Leitung 85, welche am Ende mit den Dampfdüsen 12 verbunden ist. Das Mischstellen-Steuerelement 80 ist ferner über eine Leitung 86 und das Regeldruck-Steuerelement 35 mit dem Thermostaten 30 verbunden. Durch diese Anordnung steht das Dampfdüsenventil 83 bzw. die Vorwärmstufe II hauptsächlich unter der Kontrolle des Raumhygrostaten 31. Jedoch wird bei gewissen Verhältnissen, nämlich wenn die thermostatischen Beanspruchungen außerordentlich hoch sind, der niedrigere Steuerdruck infolge der eigenen Druckhöhenumkehrwirkung des Thermostaten 30 von diesem auf das Mischstellen-Steuerelement 80 übertragen. Eine solche Übertragung geht über das Steuerelement 35, das einen Druck von der doppelten Größe des ihm von seiten des Thermostaten aufgegebenen Druckes weiterleitet. Auch nach der Zunahme des Druckes im Steuerelement 35 wird dieser Druck der niedrigere Druck sein, der dem Mischstellen-Steuerelement 80 zugeführt wird. Es steuert dann der Raumthermostat 30 den Dampfaustritt aus den Düsen 12 durch das Ventil 83, d. h. die Vorwärmstufe. Diese Regelung zeigt sich normalerweise durch ein Nichtöffnen des Ventils 83, da ein Druck von vorherbestimmter Größe erforderlich ist, um dieses zu öffnen. Da der niedrigere Druck der an dem Mischstellen-Steuerelement ankommenden Drücke dem Ventil 83 zugeführt wird, steht dieses selten offen.

In Fig. 2 ist eine vereinfachte Darstellung der gesamten in der Fig. 1 gezeigten Regelanlage gegeben. Fig. 2 bezieht sich dabei auf eine Anlage, die bei winterlichen Betriebsverhältnissen betrieben wird oder bei sommerlichen Verhältnissen, wenn eine Kühlung durch Verdunstung erfolgt. Um die in der Fig. 2 gezeigte Anlage in Betrieb zu setzen, wird durch das in der Fig. 1 dargestellte Schaltelement 45 unter Druck stehende Luft den Dreiwegeventilen 42, 52, 59 und 68 zugeführt. Durch das Einwirken dieses Stelldruckes werden die normalerweise geschlossenen Kanäle NC und die Ausgangskanäle C dieser Ventile miteinander verbunden und die normalerweise offenen Kanäle NO außer Betrieb gesetzt.

Es ist aus Fig. 2 erkennbar, daß der Raumthermostat 30 über die Leitungen 33 und 37, das

Druckhöhenumkehr-Steuerelement 40, die Leitung 41, das Ventil 42 und die Leitung 43 mit dem Motor 5 für die Lüftungskappen verbunden ist. Während des Winterbetriebes regelt der Thermostat die Mischkammerstufe I und beeinflusst die Beteiligung der Anteile von Außenluft und Umluft, die dem in der Fig. 1 dargestellten Luftwäscher zugeführt werden. Während des Winterbetriebes und während des Sommerbetriebes bei Vorhandensein einer Verdunstungskühlung sind die Lüftungskappen für die Außenluft weit geöffnet, und nur ein kleiner Anteil Umluft gelangt zum Luftwäscher. Dies ist nachstehend an Hand der Beschreibung der psychometrischen Verhältnisse der vorliegenden Erfindung näher erläutert.

Der Raumthermostat ist außerdem über die Leitungen 33 und 34, das Regeldruck-Steuerelement 35 und die Leitung 86 mit dem Mischstellen-Steuerelement 80 verbunden, das mit dem Dampfdüsenventil 83 in der oben beschriebenen Weise in Wirkverbindung steht. Der Raumthermostat ist weiterhin über die Leitungen 36 und 39, das Dreiwegeventil 59 und die Umgehungsleitung 61 mit dem Mischstellen-Steuerelement 58 verbunden, das während dieses Winterbetriebes mit der Nachwärmstufe IV, d. h. mit dem Nachwärm dampfventil 54, über die Leitungen 63 und 57, das Ventil 52 und die Leitung 53 in Steuerverbindung steht. Gleichzeitig ist der Raumhygrostat 31 über die Leitungen 73 und 75, das Druckhöhenumkehr-Steuerelement 76 und die Leitung 77 mit dem Mischstellen-Steuerelement 58 verbunden und regelt somit ebenfalls in Verbindung mit dem Raumthermostaten das Nachwärm dampfventil 54.

Der Raumhygrostat ist weiterhin mit dem Mischstellen-Steuerelement 80 über die Leitungen 73 und 81 verbunden sowie mit dem Drosselventil 72 für das Spritzwasser, d. h. mit der Anfeuchtungsstufe III, über die Leitung 73, das Dreiwegeventil 68, die Leitung 69, das Mindestdruck-Steuerelement 70 und die Leitung 71.

Aus Fig. 2 wird deutlich, daß der Raumthermostat die Lüftungskappen für die Außenluft und die Umluft, d. h. die Mischkammerstufe I, steuert sowie über das Mischstellen-Steuerelement 58 das Nachwärm dampfventil 54, d. h. die Nachwärmstufe IV. Außerdem geht deutlich hervor, daß auch der Raumhygrostat über das Druckhöhenumkehr-Steuerelement 76 dieses Nachwärm dampfventil 54, d. h. die Nachwärmstufe IV, steuert, da beim Ansteigen der Feuchtigkeit die Druckhöhenumkehrwirkung des Hygrostaten sowie die dahintergeschaltete Umkehrwirkung des Druckumkehr-Steuerelementes 76 einen hohen Druck hervorrufen, der auf das Mischstellen-Steuerelement 58 übertragen wird und der höher sein kann als der Druck durch die Einwirkung des Thermostaten 30, der bei einem Ansteigen der Temperatur infolge seiner eigenen Druckumkehrwirkung nur einen immer niedriger werdenden Druck überträgt und somit dem Mischstellen-Steuerelement 58 nur einen untergeordneten Druck zuleitet.

Der Raumhygrostat 31 regelt nicht nur die Nachwärmstufe IV über das Mischstellen-Steuerelement 58, sondern spielt auch eine wichtige Rolle für die Regelung des Mischstellen-Steuerelementes 80, welches das Dampfdüsenventil 83, d. h. die Vorwärmstufe II, steuert. Jedoch ist die wichtigste Funktion des Hygrostaten, das Drosselventil 72 für die Spritz-

wasserdüsen 16, d. h. die Anfeuchtungsstufe III, zu steuern.

Fig. 3 ist eine vereinfachte schematische Darstellung der schon in Fig. 1 gezeigten Regelanlage für sommerliche Betriebsverhältnisse bei durch die Spritzwasserdüsen versprühtem, zusätzlich gekühltem Wasser. Während eines solchen Sommerbetriebes sind die Lüftungskappen zum Mischen der Außen- und Umluft so ausgerichtet, daß die Außenluftkappen im wesentlichen geschlossen sind und nur ein kleiner Anteil von Außenluft durch die Lüftungskappen und in den Luftwäscher einströmt. Die in Fig. 3 dargestellte Schaltung entsteht durch die Betätigung des in Fig. 1 eingezeichneten Schaltelementes 45. Bei derartigen sommerlichen Betriebsverhältnissen sperrt das Schaltelement 45 jegliche Luftzuführung zu den Dreiwegeventilen 42, 52, 59 und 68 ab. Deshalb befinden sich diese Ventile in einer Stellung, in der die Ausgangskanäle C und die Kanäle NO miteinander verbunden sind und die Kanäle NC nicht in Betrieb sind. Diese Stellung der Ventile ergibt betriebsmäßig die Schaltung nach Fig. 3.

Der Raumthermostat 30 ist über die Leitungen 33 und 38, das Dreiwegeventil 52 und die Leitung 53 mit dem Nachwärm dampfventil 54 verbunden. Gleichzeitig ist der Thermostat 30 über die Leitungen 33, 38 und 39, das Dreiwegeventil 59, das Druckhöhenumkehr-Steuerelement 60 und die Leitung 62 mit dem Mischstellen-Steuerelement 58 verbunden, das wiederum über die Leitung 63, das Ventil 68, die Leitung 69, das Mindestdruck-Steuerelement 70 und die Leitung 71 mit dem Ventil 72 verbunden ist, das die Spritzwasserzufuhr zum Luftwäscher drosselt. Außerdem steht der Thermostat 30 mit dem Mischstellen-Steuerelement 80 über die Leitungen 33 und 34, das Steuerelement 35 und die Leitung 86 in Steuerverbindung. Wie oben bereits angedeutet, spricht das Mischstellen-Steuerelement auf den niedrigeren von zwei dem Gerät zugeführten Drücken an, um die Vorwärmstufe II über die Leitung 84 und das Dampfdüsenventil 83 zu steuern. Der Raumhygrostat 31 ist mit dem Mischstellen-Steuerelement 58 über die Leitungen 73 und 75, das Druckhöhenumkehr-Steuerelement 76 und die Leitung 77 verbunden. Der Hygrostat ist außerdem mit dem Mischstellen-Steuerelement 80 über die Leitungen 73 und 81 verbunden.

In dieser Schaltung wird bei sommerlichen Betriebsverhältnissen und der Verwendung gekühlten Wassers der Raumthermostat bei niedrigeren Temperaturen durch das Öffnen des Nachwärm dampfventils 54 Wärme zuführen. Auch wenn die Temperatur in dem zu klimatisierenden Raum ansteigt, ergibt sich eine Regelung des Mischstellen-Steuerelementes 58, die zu einer Vergrößerung der Spritzwassermengen durch ein weiteres Öffnen des Ventils 72 führt. Der Raumhygrostat 31 kann bei einer Zunahme der Feuchtigkeit das Spritzwasserdrosselventil 72 über das Mischstellen-Steuerelement 58 betätigen, wobei die Einwirkung des Thermostaten 30 auf das Mischstellen-Steuerelement 58 übersteuert wird. Gleichzeitig wird dieser Raumhygrostat auch das Mischstellen-Steuerelement 80 steuern, wobei der Raumthermostat 30 eine untergeordnete Rolle spielt, jedoch in der Lage ist, die Einwirkung des Raumhygrostaten zu übersteuern, was von den Temperaturbelastungen und der Wirkung des Regeldruck-Steuerelementes 35 abhängt.

Zum Erkennen des Betriebsablaufes nach Fig. 1 mögen die Fig. 7 bis 12 einen Hinweis geben auf die Art der Steuerelemente, die in der Regelungsanlage verwendet sind. Fig. 7 ist eine schematische Darstellung eines Hygrostaten, der in der vorliegenden Erfindung verwendet werden kann. Diese besondere Art eines Hygrostaten erfordert die Versorgung mit einem Führungsdruck (1 kg/cm<sup>2</sup> bei Verwendung als Regelvorrichtung nach der Fig. 1). Der Hygrostat besitzt an einer eingeschnürten Öffnung 111 einen Anschluß an eine Luftdruckquelle sowie ein Nadelventil 107, 108 und an einer Öffnung 112 einen Anschluß an die Regelanlage. Für die Steuerung des Ventiltiles 107 dient ein Hebelarm 105, der drehbar im Punkt 106 gelagert ist. Das Ventiltail 107 wird durch eine Zugfeder 104 in einer geöffneten Stellung gehalten. Das gegenüberliegende Ende des Hebelarmes 105 wird durch die Verbindungsglieder 101 und 102 gehalten, die mit einem Feuchtigkeit messenden Element 103 des Hygrostaten verbunden sind. Normalerweise besteht dieses Meßelement aus zwei Teilen, die durch einen hygroskopischen Stoff, wie z. B. Menschenhaar oder Holzstückchen, miteinander verbunden sind. Bei einer Zunahme der Feuchtigkeit dehnt sich das Haar aus, und die Feder 104 kann das Nadelventil in eine geöffnete Stellung ziehen, wodurch die Führungsluft unter einem geringeren Druck weiterströmt. Natürlich können Hygrostate anderer Ausführung verwendet werden, jedoch ist es wichtig, daß die Stärke des Druckes der Luft, die durch die Öffnung 112 in die Regelungsanlage strömt, kleiner wird, wenn die Feuchtigkeit in der Werkhalle zunimmt, daß also eine Druckhöhenumkehrwirkung vorhanden ist.

Die Fig. 8 zeigt schematisch einen Thermostaten, der in der vorliegenden Erfindung verwendet werden kann. Dieser Thermostat besitzt ein temperaturempfindliches Gefäßelement 115 mit einem sich in der Wärme ausdehnendem flüssigen oder gasförmigen Strömungsmittel, das sich bei einem Anwachsen der Temperatur in einer Leitung 116 ausdehnt, um einen Druck in einer Druckdose 117 zu erzeugen. Diese Druckdose dreht einen Hebelarm 118 um ein Lager 119. Am anderen Ende des Hebelarmes ist ein Nadelventil 120 angeordnet, das normalerweise durch eine Druckfeder 121 in Schließstellung gehalten wird. Während des Betriebes wird durch eine eingeschnürte Öffnung 123 eines Ventiltiles 122 Führungsluft zugeführt. Bei einem Ansteigen der Temperatur öffnet das Nadelventil 120, läßt weitere Luft hindurchtreten und leitet einen wesentlich verminderten Luftdruck über die Öffnung 124 zur übrigen Regelanlage weiter. Auch hier besitzt also bereits der Raumzustandsmesser eine Druckhöhenumkehrwirkung, da, allgemein gesagt, bei steigender Temperatur die abgegebene Regelgröße kleiner wird.

Fig. 9 ist eine schematische Darstellung eines Mischstellen-Steuerelementes, das in der Fig. 1 mit 58 bezeichnet ist. Diese Vorrichtung besitzt ein mit einem vorstehenden Rand versehenes Ventilgehäuse 130, das zwei voneinander durch eine biegsame Membran 133 getrennte Kammern 131 und 132 umfaßt, die Lufteinlässe 135 und 136 besitzen. Ein Ventilkörper 134, der sich in einem am Ventilgehäuse 130 sitzenden Ventiltail 137 hin- und herbewegt, steht mit der Membran 133 in Wirkverbindung. Das Ventiltail 137 besitzt einen ringförmigen

Kanal 138, der mit dem Steuerelementauslaß 139 in Verbindung steht. Der Ventilkörper 134 besitzt zwei Durchlässe 140 und 141, die derart angeordnet sind, daß bei einer ersten Stellung, wie sie in der Fig. 9 dargestellt ist, die Kammer 132 mit dem Auslaß 139 in Verbindung steht. Diese erste Stellung ergibt sich, wenn der durch die Öffnung 136 der Kammer 132 zugeführte Druck größer ist als der in der Kammer 131 herrschende Druck. Wenn die Luft in die Kammer 132 einströmt, kann der höhere Druck auf die übrige Regelanlage übertragen werden. Um die erste Stellung des Ventilkörpers 134 zu begrenzen, ist noch ein Anschlag 142 am oberen Teil des Ventilgehäuses 130 vorgesehen.

Wenn der durch die Öffnung 135 der Kammer 131 zugeführte Druck auf einen Wert ansteigt, der größer ist als der Luftdruck in der Kammer 132, wird die Membran 133 nach unten durchgebogen und verschiebt den Ventilkörper 134 in seine zweite Stellung, in welcher der Ausfluß 139 mit der Kammer 131 durch den Durchlaß 140 verbunden ist. Bei Eintreten dieses Zustandes strömt keine Luft aus der Kammer 132, da der Ausgang des Durchlasses 141 versperrt ist. Aus der obenstehenden Beschreibung geht hervor, daß der in einer der Kammern 131 oder 132 vorliegende größere Druck die Stellung des Ventilkörpers 134 bestimmt und somit letzten Endes die Quelle, aus welcher Luft in den Auslaß 139 strömt.

Es ist leicht zu erkennen, daß ein Mischstellen-Steuerelement, das auf den niedrigeren von zwei auf es zur Einwirkung gebrachten Drücken anspricht, wie es bei dem Mischstellen-Steuerelement 80 nach Fig. 1 der Fall ist, in einer der Fig. 9 ähnlichen Ausführung ausgebildet werden kann, und zwar indem die Durchlässe 140 und 141 derart angeordnet sind, daß eine Kammer niedrigeren Druckes mit dem Auslaß 139 verbunden wird.

Zur Darlegung einer möglichen Ausführungsart des in der Fig. 1 gezeigten Regeldruck-Steuerelementes 35 gibt Fig. 10 die schematische Darstellung einer Ausführung, in der ein Ventil 150 unter dem Einfluß einer Dämpfungs Vorrichtung 151 steht. Ein Steuerdruck wird der Vorrichtung über die Leitung 153 zugeführt. Dieser Druck wird der Kammer 155 zugeleitet, in der sich eine Membran 152 befindet. Die unter Druck stehende Luft drückt die Membran, die einen Ventilstößel 154 trägt, nach oben. Durch die geeignete Auswahl einer sich widersetzenden Druckfeder 156 und eines Nadelventils 157 kann sich ein dazu in einem Verhältnis stehender Druck durch das Ventil fortpflanzen. Da der durch die Leitung 153 ankommende Steuerdruck 1 kg/cm<sup>2</sup> groß werden kann, sollte — im Falle, daß ein Anwachsen im Verhältnis von 2:1 gewünscht wird — ein Führungsdruck von 2 kg/cm<sup>2</sup> der Öffnung 158 zugeleitet werden. Auf Grund der Art der Feder 156 und der Art des Nadelventils 157 wird ein doppelt so starker Regeldruck wie der durch die Öffnung 153 zugeleitete Steuerdruck sich durch die Ventilöffnung 159 zur übrigen Regelanlage fortpflanzen.

In Fig. 11 ist eine Ausführungsart eines Mindestdruck-Steuerelementes, wie es z. B. nach Fig. 1 mit 70 bezeichnet ist, dargestellt. Dieses Steuerelement gestattet das Übertragen eines Mindestdruckes, der unabhängig vom zugeführten Regeldruck ist. Ein Führungsdruck wird durch die eingeschnürte Öff-



nung 162 zugeführt. Ein Teil dieser Luft strömt durch eine Leitung 163 in eine von einem Gehäuse 160 umschlossene Kammer 164, die von einer Membran 165 begrenzt wird. An der Membran ist ein Ventilstößel 166 befestigt, der mit einem in einem Ventilgehäuse 161 angeordneten Nadelventil 168 in Wirkverbindung steht. Auf der anderen Seite der unter dem Druck der in der Kammer 164 befindlichen Luft stehenden Membran 165 ist eine Feder 167 angeordnet, welche das Nadelventil 168 in eine geöffnete Stellung drückt. Durch diese Ausführung wird einem Absperrventil 170 ständig ein Regelluftdruck zugeführt.

Durch die Öffnung 162 wird unter Druck stehende Führungsluft zugeführt. Das führt zu einem Schließen des Nadelventils 168, wodurch der dem Absperrventil 170 zugeführte Luftstrom beschränkt wird. Wenn der Druck nachläßt, bewirkt die Feder 167 ein Öffnen des Nadelventils 168 und eine Abnahme der Drosselung der Luftzufuhr zum Ventil 170. Durch diese Anordnung wird der dem Absperrventil 170 zugeführte Druck geregelt. Dieser geregelte Luftdruck kann sich über eine Leitung 169, die mit der Regelanlage verbunden ist, fortpflanzen. Auch eine Leitung 172, die mit dem verbleibenden Teil der Regelanlage verbunden ist, steht mit der Leitung 169 in Verbindung, wobei in dieser Leitung 172 ein Absperrventil 171 angeordnet ist.

Während des normalen Betriebes strömt Regelluft durch die Leitung 172, das Absperrventil 171 und die Leitung 169 in den verbleibenden Teil der Regelanlage. Wenn der Regeldruck in der Leitung 172 auf einen Wert abfällt, der niedriger ist als der Wert der geregelten, unter Führungsdruck stehenden Luft, öffnet diese geregelte, unter Führungsdruck stehende Luft das Absperrventil 170 und schließt das Ventil 171, wodurch ein Zustand aufrechterhalten wird, bei dem ein niedrigerer Luftdruck als der geregelte Führungsdruck in der Leitung 169 niemals herrscht. Wie aus der Betriebsweise des Steuerelementes, das in Fig. 1 mit 70 bezeichnet ist, hervorgeht, wird dann das Drosselventil 72 für das Spritzwasser ständig bis zu einem Ausmaß geöffnet sein, das von dem niedrigsten, geregelten Führungsdruck abhängig ist.

Fig. 12 zeigt die schematische Darstellung einer möglichen Ausführungsart für ein Druckhöhenumkehr-Steuerelement, das in der Fig. 1 mit 40, 60 oder 76 bezeichnet ist. Es wird im Prinzip die Ventilausführung nach Fig. 10 wieder angewendet. Die Vorrichtung erfordert, wie auch der Hygrostat, der Thermostat und das Regeldruck-Steuerelement 35 einen Führungsdruck. Dieser Führungsluftdruck wird durch eine eingeschnürte Öffnung 183 zugeführt und geeignet in dem Ventilabschnitt 177 mittels eines Nadelventils 182 geregelt. Bei dieser Vorrichtung wird der Regelluftdruck durch eine Leitung 178 in eine Kammer 179, deren eine Wand eine Membran 175 bildet, übertragen. Der Luftdruck neigt dazu, die Membran nach unten durchzubiegen. Diesem Vorgang wirkt eine Feder 180 entgegen, die unterhalb der Membran 176 angeordnet ist. Wie man erkennen kann, vermag der in der Kammer 179 eingeführte Regelluftdruck einen an der Membran 176 befestigten Stößel 181 nach unten zu drücken und das Nadelventil 182 abzuschließen. Wenn kein Regelluftdruck zugeführt wird, drückt die Feder 180 das Ventil in eine geöffnete Stellung. Wie man sieht,

läßt diese Ausführungsart einen höheren Regelluftdruck durch die Öffnung 184 in den verbleibenden Teil der Regelanlage gelangen, wenn ein geringerer Regelluftdruck durch die Leitung 178 der Membrankammer 179 zugeführt wird, worin sich die Umkehrwirkung dieses Luftdruck-Steuerelementes zeigt.

Natürlich können auch andere Ausführungsarten von Steuerelementen verwendet werden, ohne sich aus dem Bereich der vorliegenden Erfindung zu entfernen.

In Fig. 4 ist zur Darstellung der Arbeitsweise der vorliegenden Erfindung ein psychrometrisches Diagramm dargestellt, das die Arbeitsweise der vorliegenden Regelungsanlage unter Berücksichtigung winterlicher Verhältnisse (Schaltung nach Fig. 2) wiedergibt. Als Ordinate ist in diesem Diagramm ein Temperaturmaßstab und als Abszisse ein Maßstab der absoluten Feuchtigkeit eingetragen und als weitere Begrenzung die Sättigungslinie. Ein gewünschter Zustand im Raum ist als Punkt A angegeben. Er bezieht sich auf den Zustand eines Raumes mit einer spezifischen relativen Luftfeuchtigkeit (Linie R-H) und einer spezifischen Trockentemperatur (Linie D-B). Als Ausgangspunkt sei angenommen, der Zustand des Raumes erfordere eine starke Kühlung. In diesem Falle stellt der Raumthermostat die Lüftungskappen 3 und 4 der Außenluft und Umluft derart ein, daß sich eine Mischung ergibt, die auf das Gebläse mit dem Zustand C trifft, d. h. Umluft mit der Temperatur A und Außenluft mit der Temperatur B vereinigen sich in der Mischkammerstufe I zu einer Luftmischung, die den Zustand C besitzt. Diese Einstellung ist notwendig, um eine Feuchttemperatur zu erhalten, die für einen größtmöglichen Wärmeaustausch erforderlich ist. Wenn die Luft über das zuführende Gebläse 9 strömt, wird sie fühlbar erwärmt und geht von dem Zustand C in den Zustand D über. Dieser Prozeß verläuft auf einer Linie konstanter Feuchtigkeit. Mit dem Zustand D gelangt die Luft in den Spritzwasserabschnitt des Luftwäschers, d. h. die Anfeuchtungsstufe III, und wird im wesentlichen adiabatisch gesättigt, so daß sie den Wäscher mit dem Zustand E verläßt. Dieser Zustand E liegt fast beim Taupunkt der Luft. Jedoch liegt er nicht ganz an der Sättigungslinie, da die meisten Wäscher nur einen Wirkungsgrad von 95% besitzen und immer einen kleinen Umgehungsanteil, d. h. einen Anteil nicht beaufschlagter Luft, haben. Die Luft strömt dann in den Raum, wechselt vom Zustand E in den Zustand A auf einer Linie konstanter Feuchtigkeit. Das Diagramm zeigt dabei deutlich den Leistungsgrad, welchen die Klimaanlage beim Klimatisieren hergibt.

Wenn die Raumkühlbedürfnisse geringer werden, wie es normalerweise während des Winterbetriebes der Fall ist, da die Belastung der Klimaanlage im Winter geringer ist und das volle Leistungsvermögen, das durch die Linie E-A ausgedrückt wird, zur Verfügung steht, wird der Raum sich abkühlen. Wenn die Temperatur fällt, registriert dies der Raumthermostat und verstellt wieder die Lüftungskappen für die Außenluft und Umluft, um weniger Außenluft hereinzulassen. Der Zustand der Mischung an Umluft mit dem Zustand A und Außenluft mit dem Zustand B wird dann verlagert in den Punkt C'. Die Zuführung der Gebläsewärme führt zu dem Zustand D'. Die Luft wird darauf adiabatisch gesättigt und geht in den Zustand E' über, mit dem sie dann



in den Raum einströmen kann. Das Wärmeaufnahmevermögen wird in diesem Fall durch die Gerade  $E'-A$  ausgedrückt.

Um dies auf natürlichem Wege herbeizuführen, muß die Wirkungsweise des Wäschers verändert werden, denn offensichtlich würde der Zustand der Luft nach dem Durchströmen des Wäschers normalerweise in der Nähe des Taupunktes auf der individuellen adiabatischen Sättigungslinie liegen, nämlich beim Punkt  $F'$ . Jedoch erzeugt der Raumhygrostat 31 entsprechend der Fig. 2 eine gewisse Drosselung durch das Ventil 72, um einen größeren Umgehungsanteil, d. h. nicht beaufschlagter Luft, in dem Wäscher zu erreichen, wodurch er dazu beiträgt, daß die Luft den Wäscher in dem Zustand  $E'$  verläßt.

Selbstverständlich kann bei einer erneuten Abnahme der Belastung der Raumthermostat 30 fortfahren, die Mischung an Außenluft und Umluft zu verändern, bis nur noch 5% Außenluft eintreten, und gleichzeitig kann auch der Raumhygrostat fortfahren, die Düsen 16 zu drosseln, bis ein 80% großer Umgehungsanteil erreicht wäre, d. h. 80% der Luft mit Spritzwasser nicht in Berührung kämen, bei welchem Wert keine weitere Drosselung eintreten dürfte, da dann die erfolgende Wäsche unzulänglich wäre und es in der Vorrichtung auf Grund der zu geringen Anfeuchtung der in der durchströmenden Luft befindlichen Staubteilchen zu Ansammlungen von Schmutz kommen würde.

Unter gewissen Umständen sollte die Drosselung der Spritzwasserdüsen nicht so weit gehen, daß ein Umgehungsanteil von 80% daraus entsteht. Auch ist es in vielen Fällen wünschenswert, lieber einen wesentlichen Anteil von Außenluft aufzunehmen, als die Umluft wieder in den Kreislauf zu bringen. Unter solchen Umständen verläuft der Zustandswechsel der Luft auf einem Weg von  $C'$  über  $D'$  nach  $E'$ . Jedoch liegt der Betrag der Kühlleistung nur zwischen den Punkten  $E'$  und  $G$ . Selbstverständlich drückt dann der Punkt  $G$  eine zu hohe relative Luftfeuchtigkeit bzw. eine zu geringe Trockentemperatur aus, wodurch sich der Raumthermostat 30 in Fig. 2 selbst einschaltet, um über das Mischstellensteuerelement 58 das Ventil 54 zu betätigen und einen Dampfdurchfluß in den Schlangen 54 hervorzurufen. Dieser Vorgang verursacht die Zuführung von Wärme zur Luft, bevor die Luft in den zu klimatisierenden Raum strömt. Der Zustand der Luft wechselt dabei vom Zustand  $E'$  auf den Zustand  $G$  in Fig. 4. Der Wärmeanfall in der Werkhalle überführt die Luft vom Zustand  $G$  in den Zustand  $A$ .

Weiterhin ist die Möglichkeit gegeben, daß unter gewissen Umständen die Mischung von Zuluft und Umluft nur für den Zustand  $C''$  bereitet werden kann. Bei der Zuführung von Gebläsewärme geht die Luft in den Zustand  $D''$  über. Eine adiabatische Sättigung an diesem Punkt würde die Überführung in den Zustand  $E''$  ergeben. Natürlich wird dann ein sehr niedriger Taupunkt erreicht, der es niemals zuläßt, daß die Luft bei einer fühlbaren Erwärmung in den Zustand  $A$  übergeht. Um diesen Umstand auszugleichen, öffnet der Raumhygrostat 31 über das Mischstellensteuerelement 80 das Ventil 83, so daß Dampf durch die in der Fig. 1 gezeigten Dampfdüsen 12 strömen kann, die Luft vom adiabatischen Sättigungsprozeß abweicht, vom Zustand  $D''$  in den Zustand  $E$  überwechselt und darauf vom Zustand  $E$  in den Zustand  $A$  übergeht, welches der gewünschte

Raumzustand ist. Wenn der Wärmeanfall im Raum nicht genügt, um diese Kühlmenge aufzunehmen, kann das Nachwärmungsventil 54 sich unter dem Einfluß des Thermostaten 30 öffnen, der über das Mischstellensteuerelement 80 wirkt und ein Abfallen der Raumtemperatur verhindert.

Als weiteres Beispiel sei angenommen, es läge ein Wochenende vor, die Zufuhr an Außenluft und Umluft sei beschränkt worden, ihre Mischung besäße den Zustand  $C'''$ . Bei der Zuführung von Gebläsewärme wechselt der Zustand der Luft dann in den Zustand  $D'''$  über. Eine adiabatische Sättigung überführt die Luft in den Zustand  $E'''$ , der sich aus der größtmöglichen Drosselung ergibt, welche unter den vorliegenden Belastungsverhältnissen für eine minimale Betriebsreinheit des Wäschers aufrechterhalten werden kann. Der Wärmeanfall im Raum bringt einen Wechsel zum Punkt  $A'$  mit sich, der zwar die richtige Trockentemperatur auf der Linie  $D-B$ , jedoch eine zu große Feuchtigkeit ausdrückt. Unter diesen Umständen ermöglicht der Raumhygrostat, der nach Fig. 2 über das Mischstellensteuerelement 58 wirkt, eine Zuführung von Dampf in die Nachwärmerschlange 24 durch das Öffnen des Ventils 54.

Dadurch werden die Temperatur- und Feuchtigkeitsverhältnisse der Luft in den Zustand  $A''$  übergeführt, der, wie man erkennen kann, zwar die richtige relative Luftfeuchtigkeit auf der Linie  $R-H$  ausdrückt, jedoch andererseits eine zu hohe Trockentemperatur. An dieser Stelle registriert der Raumthermostat diesen Zustand und regelt die Mischung der Außenluft und Umluft derart nach, daß der Zustand  $C'''$  näher an den Zustand  $C'$  herangerückt wird und die Linie  $E'''-A''$  sich mit der Linie  $E-A$  überdeckt. Der Hygrostat und der Thermostat fahren in ihrem Zusammenwirken dann derart fort, daß der gewünschte Zustand des Punktes  $A$  aufrechterhalten wird.

Unter Bezugnahme auf den oben beschriebenen Ablauf erkennt man, daß sich die Stellung der Umluft- und Außenluftklappen 3 und 4 (Mischkammerstufe I) aus der Wirkungsweise des Thermostaten 30 ergibt, der, wie man aus dem Schaltplan erkennt, auch über das Mischstellen-Steuerelement 58 auf die Nachwärmstufe IV wirken kann. Jedoch wurde bei den obenerwähnten Verhältnissen der Thermostat 30 über das Mischstellen-Steuerelement 58 durch den Hygrostaten 31 übersteuert, und auch die Steuerung der Anfeuchtungsstufe III wurde vom Hygrostaten 31 übernommen. Offensichtlich findet der dargestellte Ablauf nicht in einzelnen Sprüngen statt. Die beiden Zustandsmeßgeräte arbeiten ständig zusammen, d. h., der Raumhygrostat und der Thermostat sind fortlaufend darauf ausgerichtet, die gewünschten Raumverhältnisse zu erhalten.

Der Nutzen des Zusammenschlusses der Spritzwassererwärmung (Vorwärmstufe II) mit dem Mischstellen-Steuerelement 80 spielt bei ungewöhnlichen Betriebsverhältnissen eine Rolle und bewahrt die Anlage davor, unerwünschte Verhältnisse hervorzurufen, wie z. B. während des Anfahrens, wenn dem System zunächst nicht genügend solcher Luft zur Verfügung steht, mit der sie den Bedürfnissen des zu klimatisierenden Raumes gewachsen wäre. Unter diesen Umständen wird sich die Regelanlage darauf einstellen, den größtmöglichen Temperaturanstieg der Luft hervorzurufen, d. h. in dem psychometrischen Diagramm nach Fig. 4 einen Temperaturanstieg von  $E$  nach  $A$  zu erwirken. Demgemäß werden sich die

Luftklappen für die Außenluft und Umluft auf eine Einführung des Zustandes, der im Diagramm als C bezeichnet ist, einstellen. Unter diesen Umständen wird die Regelanlage eine relative Luftfeuchtigkeit erzeugen, die unter dem gewünschten Maß liegt, obwohl die Spritzwasserdüsen 16 mit voller Leistung arbeiten. Die natürliche Abhilfe würde für die Regelanlage darin liegen, die Feuchtigkeit dadurch zu vergrößern, indem die Dampfdüsen 12 auf Spitzenbelastung eingestellt würden. Da jedoch die Regelanlage ein begrenztes Leistungsvermögen besitzt, ist dieses Vorgehen wenig wünschenswert, weil der Dampf der Anlage eine unnötige Wärme übertragen würde. Bei diesem Zustand gerät das Mischstellen-Steurelement 80 unter den Einfluß des Raumthermostaten 30, indem er den Hygrostaten 31 übersteuert und verhindert, daß die Dampfdüsen (Vorwärmstufe II) in Betrieb gesetzt werden, wenn die Trockentemperatur im Raum oberhalb des gesetzten Wertes liegt. Die Regelanlage wird deshalb erst eine gewünschte Trockentemperatur herbeiführen, bevor Dampf zur Vergrößerung des Feuchtigkeitsgehaltes auf einen gewünschten Wert zugeführt wird.

In Fig. 5 sind die psychrometrischen Verhältnisse eines Umlaufes beim Sommerbetrieb, bei dem die gesamte Luft durch eine Flüssigkeitsverdunstung gekühlt wird, dargestellt. Bei dieser Betriebsart wird das in der Fig. 2 gezeigte Schema der Regelanlage eingehalten. Bei voller Belastung im Sommerbetrieb liegt die Trockentemperatur des Raumes bei einer Verdunstungskühlung offensichtlich oberhalb der gewünschten Temperatur im Winter. Da die Trockentemperatur hoch ist, wird der Raumthermostat die größte Außenluftmenge herbeiführen, die bei Durchfluß von 5% Umluft einen Anteil von 95% in der Mischung ausmacht.

Der kleine Anteil der Umluftmenge mit dem Zustand H vermischt sich mit dem großen Anteil der Außenluft mit dem Zustand K höherer Temperatur und ergibt eine Mischung mit dem Zustand L, die durch die Zuführung der Gebläsewärme in den Zustand M übergeführt wird. Beim Zustand M wird die Luft adiabatisch bis zum Taupunkt gesättigt und verläßt die Aufbereitungsanlage mit dem Zustand N. Wiederum kann man erkennen, daß das Sättigungsvermögen der Anlage niemals bei 100% liegt, sondern normalerweise in der Nähe von 95%, und daß der Punkt N somit nicht auf der Linie absoluter Sättigung liegt, sondern nur ziemlich nahe daran. Die Luft verläßt die Anlage mit dem Zustand N und geht in den Zustand H über, wobei sie beträchtliche Wärme aufnimmt. Bei diesem Verhältnis steht die ganze Regelung des Raumes unter dem Einfluß des Raumhygrostaten, da der Thermostat seine Aufgabe erfüllt hat, nachdem er die Nachwärmung auf volle Leistung gestellt hat und die Lüftungsklappen für die Außenluft soweit wie möglich geöffnet hat.

Um den Regelvorgang ausführlicher darzustellen, sei angenommen, daß die Feuchttemperatur der Zuluft die gleiche geblieben ist, jedoch der beträchtliche Wärmeanfall im Raum aus irgendeinem Grunde geringer geworden ist. Bei Vorliegen eines solchen Zustandes würde die Raumtrockentemperatur zu fallen beginnen und die relative Luftfeuchtigkeit ansteigen, da Wärme durch Konvektion abgeht, die Feuchtigkeit jedoch nicht. Der Hygrostat würde beim Registrieren eines Anwachsens der relativen Luftfeuchtigkeit das Spritzwasserventil 72 drosseln, um einen

größeren Umgehungsanteil, d. h. Anteil der nicht vom Spritzwasser beaufschlagten Luft, hervorzu-rufen. Die Luft würde die Anlage im Zustand N' verlassen. Sie würde dann in den Zustand H' übergehen, wobei sie die Luftfeuchtigkeit im Raum bei einer niedrigeren und bequemerer Trockentemperatur hält. Der Thermostat würde die Lüftungsklappen nicht zurückdrehen, denn obgleich die Trockentemperatur niedriger ist, liegt sie jedoch noch weit oberhalb der gewünschten minimalen Temperatur.

Obwohl bei diesen psychrometrischen Verhältnissen im Umlauf kein Spritzwassernachwärmer zur Anwendung gelangt, können Verhältnisse auftreten, wo dieses Schwierigkeiten hervorrufen könnte. Jedoch würden wiederum das Mischstellensteuerelement und das Regeldruck-Steurelement 35 irgendwelche falschen Arbeitsgänge verhindern. Wenn z. B. die Anlage nicht genügend Luft zur Verfügung hat, um die Raumfeuchtigkeit zu halten, würde der Hyrostat nach einer größtmöglichen Einstellung der Spritzwasserdüsen den Dampfdüsenwärmer (Vorwärmstufe II) einschalten. Offensichtlich wäre dies nicht wünschenswert, da die Temperatur dann zu hoch wird. Unter solchen Umständen würde das Zusammenspiel der Regelvorrichtungen, vornehmlich des Steuerelementes 35 und des Mischstellen-Steurelementes 80, es unterbinden, daß die Dampfdüsen (Vorwärmstufe II) in Tätigkeit treten, wenn die Trockentemperatur des Raumes oberhalb von 27° C oder irgendeiner anderen gesetzten Temperatur liegt. Dieser Zustand könnte auch auftreten, wenn die Anlage eingeschaltet wird, nachdem sie stillgelegt war und wenn es dabei heiß und trocken ist. Auch dann würde wiederum der Raumthermostat die Regelung des Hygrostaten in Folge der großen Verschiedenheit der Temperaturverhältnisse im Vergleich zu den Feuchtigkeitsverhältnissen in der Anlage übersteuern.

Beim Arbeiten der Anlage mit zusätzlicher Kühlung während des Sommers wird das in Fig. 1 dargestellte Schaltelement 45 auf Sommerbetrieb umgestellt, wobei keine unter Druck stehende Luft den Antriebselementen der Ventile 42, 52, 59 und 68 zugeführt wird und alle Kanäle NC der Ventile geschlossen werden. Bei diesem Betrieb verändert sich die Schaltung von der in der Fig. 2 gezeigten in jene in der Fig. 3 dargestellten. Man kann aus Fig. 3 erkennen, daß das Mischstellensteuerelement 58 nunmehr die Spritzwassermenge (Anfeuchtungsstufe III) regelt an Stelle der vorherigen Regelung des Nachwärmampfes (Nachwärmstufe IV) und daß der Thermostat das Nachwärmampfvventil allein regelt. Man kann ferner erkennen, daß während dieses Sommerbetriebes ein minimaler Anteil von Außenluft aufgenommen wird und daß die Lüftungsklappen so gestellt sind, daß sich die Klappen für die Außenluft in einer geschlossenen Stellung und die Klappen für die Umluft in einer weit geöffneten Stellung befinden. Dadurch gelangen von der Außenluft nur kleine Mengen in den Wäscher, die in den meisten Fällen bis zu 5% des Anteiles der Luft ausmachen, der durch den Wäscher strömt.

Während dieses Sommerbetriebes mit einer zusätzlichen Kühlung wird gekühltes Wasser dem Wäscher mit einer konstanten Temperatur, die sich durch die Regelvorrichtung der zugeordneten Kühlanlage ergibt, zugeführt. Um Veränderungen bei der Verminderung des Wärmeanfalles treffen zu können,

werden die Spritzwasserdüsen (Anfeuchtungsstufe III) durch das Mischstellen-Steuerelement 58 über das von diesem gesteuerte Spritzwasserdrosselventil 72 geregelt. Da in den bekannten Anlagen keine Drosselung des gesamten Wassers erfolgen kann, wird kaltes Wasser mit wärmerem Wasser in einem geregelten Verhältnis gemischt, um eine gewünschte Mischtemperatur zu erhalten. Wenn der normale Kreislauf stattfindet, ist die Luft im wesentlichen gesättigt, bevor sie in den zu klimatisierenden Raum einströmt.

Gemäß Fig. 6 (Schaltung nach Fig. 3) wird der Anlage gekühltes Wasser mit der Temperatur  $T$  zugegeben. Sein Zustand  $T$  liegt auf der Taupunktlinie des psychrometrischen Diagramms. Der Zustand des Wassers steigt auf der Taupunktlinie, bis das Wasser eine Temperatur  $T'$  erreicht, bei der es die Anlage verläßt. Parallel zu diesem Temperaturanstieg findet eine Erniedrigung der Temperatur und des Feuchtigkeitsgehaltes der Luft statt, die durch den Wäscher strömt. Bei einer hochsommerlichen Belastung gelangt ein kleiner Anteil von Außenluft mit der Temperatur  $U$  in die Einheit und vermischt sich mit einem wesentlich größeren Anteil von Umluft von der Raumtemperatur  $S$ , wobei sich eine Mischung ergibt, die in dem Diagramm mit dem Zustand  $P$  dargestellt ist. Diese Mischung strömt über den Gebläsemotor, erwärmt sich dabei und nimmt den Zustand  $Q$  an. Wenn die Luft durch den Wäscher strömt, wird ihre Temperatur herabgesetzt und nimmt den Zustand  $R$  an, der nahe an der Sättigungskurve liegt. Die Luft mit der Temperatur  $R$  wird dann dem Raum zugeführt und nimmt die darin befindliche Wärme auf, wobei sie die Temperatur und die Feuchtigkeit der Luft in dem Zustand  $S$  hält. Der Raumhygrostat drosselt die Kühlwassermenge, um einen niedrigeren Taupunkt zu erhalten, welcher der Raumfeuchtigkeit bei der gewünschten Temperatur genügt. Bei diesem Zustand wird keine Nachwärmung erforderlich, da der Anstieg von  $R$  nach  $S$  die notwendige Aufnahmefähigkeit besitzt, um die gewünschten Raumverhältnisse unter den hochsommerlichen Belastungen zu erhalten.

Es sei noch ein anderer Betriebszustand dargestellt, bei dem eine Teilbelastung vorliegt und bei dem die Außenluft eine veränderte feuchte Temperatur mit dem Zustand  $U'$  besitzt. Die Mischung aus Umluft mit dem Zustand  $S$  und Außenluft mit dem Zustand  $U'$  besitzt den Zustand  $P'$ . Wenn die Luft über den Gebläsemotor streicht, steigt die Temperatur auf  $Q'$ . Die Luft strömt dann durch den Luftwäscher und wird infolge des Spritzwassers, dessen Menge durch das Zusammenspiel des Thermostaten 30 und des in Fig. 3 gezeigten Raumhygrostaten 31 geregelt wird, gekühlt und so angefeuchtet, daß sie den Zustand  $R'$  annimmt. Um jedoch diesen Punkt zu erreichen, wurden die Spritzwasserdüsen gedrosselt, wodurch sich ein größerer Umgehungsanteil, d. h. Anteil an nicht befeuchteter Luft, ergibt. Durch ihn kommt der Zustand  $R'$  zustande, der nicht dem Zustand für gesättigte Luft entspricht.

Zur Darstellung der Unterschiede in den Belastungen ist der bei der Spitzenbelastung erforderliche Wärmedurchgang als  $h$  dargestellt. Er entspricht dem Wechsel des Wärmeinhaltes der Luft, wenn diese durch die Anlage strömt. Für Teilbelastungsverhältnisse zeigt die Größe  $h'$  den neuen gesamten Wärmedurchgang, welcher eine wesentlich kleinere Belastung ausdrückt.

Wenn sich die Belastung weiterhin verringert, wird der Raumhygrostat eine Verminderung der Feuchtigkeit registrieren und eine kleinere Spritzwassermenge auslösen, wodurch eine Anpassung der Gesamtwärmeentziehung des Wassers zu jener von der Luft geforderten erfolgt. Natürlich können bei bestimmten Betriebszuständen die Kühlerfordernisse sehr gering werden. Es sei noch einmal darauf verwiesen, daß der Umgehungsanteil normalerweise nicht 80% bei einer solchen Art eines Wäschers überschreiten soll, damit ein gründliches Waschen nicht in Frage gestellt ist. Bei einer Beschränkung durch diese Verhältnisse oder bei einer winterlichen Kühlungsbelastung wird der Raumthermostat die Regelung in einem solchen Falle übernehmen, indem er das Nachwärmventil 54 einschaltet und dadurch der Dampfschlange 24 in der Leitung 25 Wärme zuführt, wodurch der Belastung in der Fabrikhalle nachgekommen wird. Bei anderen Verhältnissen wird der Raumhygrostat die Dampfdüsen (Vorwärmstufe II) einschalten, um der Lage zu genügen.

Bei Berücksichtigung der Arbeitsweise der oben erwähnten Steuerelemente, die in Fig. 3 für sommerliche Betriebsbedingungen mit einer zusätzlichen Kühlung dargestellt sind, sei daran erinnert, daß zur Aufrechterhaltung günstiger Verhältnisse im Raum hauptsächlich der Raumhygrostat in Betracht gezogen wurde, jedoch ist es möglich, wie man aus dem Plan nach Fig. 3 erkennen kann, daß eine gemeinsame Regelung der Spritzwasserdüse (Anfeuchtungsstufe III) über das Mischstellen-Steuerelement 58 eintreten kann, indem der Hygrostat gemeinsam mit dem Raumthermostaten zusammenwirkt, um den Betrieb dieses besonderen Teiles der Anlage zu steuern.

Während des Sommerbetriebes steuern der Raumthermostat und der Raumhygrostat die Spritzwasserdüsen im wesentlichen gemeinsam. Wenn der Thermostat, nachdem er von dem Raumhygrostaten übersteuert wurde, keinen befriedigenden Zustand herbeiführen kann, öffnet er das Nachwärmventil, um den geforderten Verhältnissen zu genügen. Wenn der Raumhygrostat von dem Raumthermostaten übersteuert wird und nicht verhindern kann, daß der Taupunkt und die relative Feuchtigkeit im Raum durch das Drosseln der Düsen fällt, öffnet er die Dampfdüsen (Vorwärmstufe II) im notwendigen Ausmaß, um den Verhältnissen genüge zu tragen, indem der durch die Anlage strömenden Luft Dampf zugeführt wird.

Wenn die thermostatischen Verhältnisse sehr verschieden sind, kann hierbei wiederum der Thermostat 30 die Regelung des Hygrostaten mit Hilfe des Mischstellen-Steuerelementes 80 und des Regeldrucksteuer-elementes 35 in einer Weise übersteuern, wie sie oben beschrieben ist.

Die erfindungsgemäße Anlage ist nicht von einer Taupunktregelung abhängig und arbeitet weitgehend befriedigender als Anlagen mit Taupunktregelung, da sie eine wesentlich genauere Regelung der Raumverhältnisse mit sich bringt, leistungsfähiger ist und keine übermäßige Nachwärmung der aufbereiteten Luft erfordert. Weitere Anpassungsmöglichkeiten der vorliegenden Anlage sind offensichtlich, wie z. B. in gewissen Betriebslagen, in denen die Verhältnisse im Raum eine große Feuchtigkeit erfordern. Eher als eine wesentliche Vergrößerung der Durchströmungsmenge durch die Anlage ist die Verwendung von zu-

sätzlichen Wasserzerstäubern mit konstanter Ausflußmenge in den Raum zu empfehlen, wobei die Zerstäuber nicht abgeschaltet und eingeschaltet werden wie bei bekannten Anlagen, so daß Veränderungen in der relativen Luftfeuchtigkeit verhindert werden. Bei einer solchen Anwendung würde sich die Regelanlage nicht von der in den Fig. 1, 2 und 3 dargestellten Anlage unterscheiden. Die psychrometrischen Diagramme würden sich geringfügig verändern, da an Stelle eines Temperaturanstiegs der dem Raum zugeführten Luft bei einem im wesentlichen konstanten Feuchtigkeitsgehalt die Luft auf Grund der Zerstäubung eine Wassermenge besitzen würde, die gleichmäßig bei einem stärker fühlbaren Wärmeanteil anwachsen würde. Dieses kann in Fig. 5 erkannt werden. Die Luft wird nach einer fast vollständigen Sättigung durch den Übergang auf einer adiabatischen Linie von dem Zustand *M* in den Zustand *N* anstatt eines Überwechsels von dem Zustand *N* auf den Zustand *H* eher in den Zustand *H''* überwechseln, der dieselbe Trockentemperatur, jedoch eine größere relative Luftfeuchtigkeit aufweist.

#### Patentansprüche:

1. Klimaanlage für industrielle Zwecke, insbesondere für Textilfabriken für einen wahlweise einstellbaren Betrieb, z. B. Sommer- und Winterbetrieb, mit einer Luftaufbereitungsanlage, in der hintereinander eine Mischkammer zum Mischen von Umluft mit Außenluft, ein Gebläse zur Förderung der Luft, eine Vorwärmstufe zum Vorwärmen der aus der Mischkammer austretenden Luft, eine Anfeuchtungsstufe, eine Abscheidestufe zum Entfernen von Wassertropfen und Schmutzteilchen aus der Luft und eine Nachwärmstufe angeordnet sind, dadurch gekennzeichnet, daß für die Mischkammerstufe (I), die Vorwärmstufe (II), die Anfeuchtungsstufe (III) und die Nachwärmstufe (IV) Regelvorrichtungen vorgesehen sind, die zusammen mit einem Thermostaten und einem Hygrostaten, die sich beide in dem zu klimatisierenden Raum befinden, eine Regelungsanlage bilden, der ein Schaltelement (45) derart zugeordnet ist, daß die Steuerverbindungen zwischen dem Thermostaten, dem Hygrostaten und den Regelvorrichtungen für die genannten vier Anlagestufen (I bis IV) auf zwei Schaltungen für zweierlei Betriebsabläufe, z. B. Sommer- und Winterbetrieb, geschaltet werden können, und zwar derart, daß bei der ersten Schaltung (Fig. 2) für den einen Betriebsablauf, z. B. Winterbetrieb, die Regelvorrichtung (42) für die Mischstufe (I) in Steuerverbindung mit dem Thermostaten (30), die Regelvorrichtung (83) für die Vorwärmstufe (II) in Steuerverbindung sowohl mit dem Hygrostaten (31) als auch mit dem Thermostaten (30), die Regelvorrichtungen (68, 72) für die Anfeuchtungsstufe (III) in Steuerverbindung mit dem Hygrostaten (31) und die Regelvorrichtungen (52, 54) für die Nachwärmstufe (IV) in Steuerverbindung sowohl mit dem Thermostaten (30) als auch mit dem Hygrostaten (31) stehen und daß bei der zweiten Schaltung (Fig. 3) für den anderen Betriebsablauf, z. B. Sommerbetrieb mit zusätzlicher Kühlung, die Regelvorrichtung (83) für die Vor-

wärmstufe (II) in Steuerverbindung sowohl mit dem Hygrostaten (31) als auch mit dem Thermostaten (30), die Regelvorrichtungen (68, 72) für die Anfeuchtungsstufe (III) in Steuerverbindung sowohl mit dem Thermostaten (30) als auch mit dem Hygrostaten (31) und die Regelvorrichtungen (52, 54) für die Nachwärmstufe (IV) in Steuerverbindung mit dem Thermostaten (30) stehen.

2. Klimaanlage nach Anspruch 1, gekennzeichnet durch ein unter dem gemeinsamen Einfluß des Thermostaten (30) und des Hygrostaten (31) stehendes Mischstellensteuerelement (58), das in der ersten Schaltung (Fig. 2) für Winterbetrieb mit den Regelvorrichtungen (52, 54) der Nachwärmstufe (IV) und in der zweiten Schaltung (Fig. 3) für Sommerbetrieb mit den Regelvorrichtungen (68, 72) der Anfeuchtungsstufe (III) verbunden ist, wobei das Mischstellensteuerelement (58, z. B. nach Fig. 9) die Steuerverbindung (z. B. über die Leitung 139 bzw. 63) zu den Regelvorrichtungen in vorher festgelegter Weise je nach den (z. B. über die Leitungen 135, 136 bzw. 62, 77) ankommenden Steuergrößen entweder von dem Thermostaten her oder von dem Hygrostaten her herstellt.

3. Klimaanlage nach Anspruch 1 und 2, gekennzeichnet durch ein zweites, unter dem gemeinsamen Einfluß des Thermostaten (30) und des Hygrostaten (31) stehendes Mischstellensteuerelement (80), das in beiden Schaltungen (nach Fig. 2 und 3) mit der Regelvorrichtung (83) der Vorwärmstufe (II) verbunden ist, wobei das Steuerelement (80, z. B. nach Fig. 9) in ähnlicher Weise wie das Steuerelement (58) die Steuerverbindung (z. B. über die Leitung 139 bzw. 84) zu den Regelvorrichtungen in vorher festgelegter Weise je nach den (z. B. über die Leitungen 135, 136 bzw. 86, 81) ankommenden Steuergrößen entweder von dem Thermostaten (30) her oder von dem Hygrostaten (31) her herstellt.

4. Klimaanlage nach Anspruch 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß den Regelvorrichtungen (68, 72) der Anfeuchtungsstufe (III) ein Mindestregelgrößen-Steuerelement (70, z. B. nach Fig. 11) zugeordnet ist, das unabhängig von den (z. B. über die Leitung 172 bzw. 69) ankommenden Regelgrößen stets für die Weiterleitung (z. B. über die Leitung 169 bzw. 71) einer (z. B. über die Leitung 162 ankommenden) Mindestregelgröße sorgt.

5. Klimaanlage nach Anspruch 1 bis 3 oder 4, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen das Mischstellen-Steuerelement (80), das der Regelvorrichtung (83) der Vorwärmstufe (II) vorgeschaltet ist, und den Thermostaten (30) ein Regelgrößen-Steuerelement (35, z. B. nach Fig. 10) geschaltet ist, das eine (z. B. über die Leitung 158) gegebene Betriebsregelgröße im Verhältnis zu einer vom Thermostaten (30, z. B. über die Leitung 153 bzw. 34) ankommenden Regelgröße in eine (z. B. über die Leitung 159 bzw. 86) ausgehende Regelgröße umwandelt.

6. Klimaanlage nach Anspruch 1 bis 3 oder 4 oder 5, dadurch gekennzeichnet, daß in die Steuerverbindung zwischen der Regelvorrichtung (42) der Mischkammerstufe (I) und dem Thermo-

staten in die Steuerverbindung zwischen dem Mischstellen-Steuerelement (58) und dem Thermostaten und in die Steuerverbindung zwischen demselben Mischstellen-Steuerelement (58) und dem Hygrostaten jeweils ein Regelgrößenumkehr- 5  
Steuerelement (40, 60, 76, z. B. nach Fig. 12) geschaltet ist, das eine (z. B. über die Leitung 183) gegebene Betriebsregelgröße im umgekehrten Verhältnis zu einer (z. B. über die Leitung 178 bzw. 37 bzw. 39 bzw. 75) vom Thermostaten oder 10  
Hygrostaten ankommenden Regelgröße in eine (z. B. über die Leitung 184 bzw. 41 bzw. 62 bzw. 77) ausgehende Regelgröße umwandelt.

7. Klimaanlage nach Anspruch 6, gekennzeichnet durch ein durch den Schalter (45) steuerbares 15  
Steuerelement (59) und eine von diesem abzweigende Umgehungsleitung (61), die das Regelgrößenumkehr-Steuerelement (60) in der Steuerverbindung zwischen dem Mischstellen-Steuerelement (58) und dem Thermostaten (30) bei Winterbetrieb (Fig. 2) überbrückt.

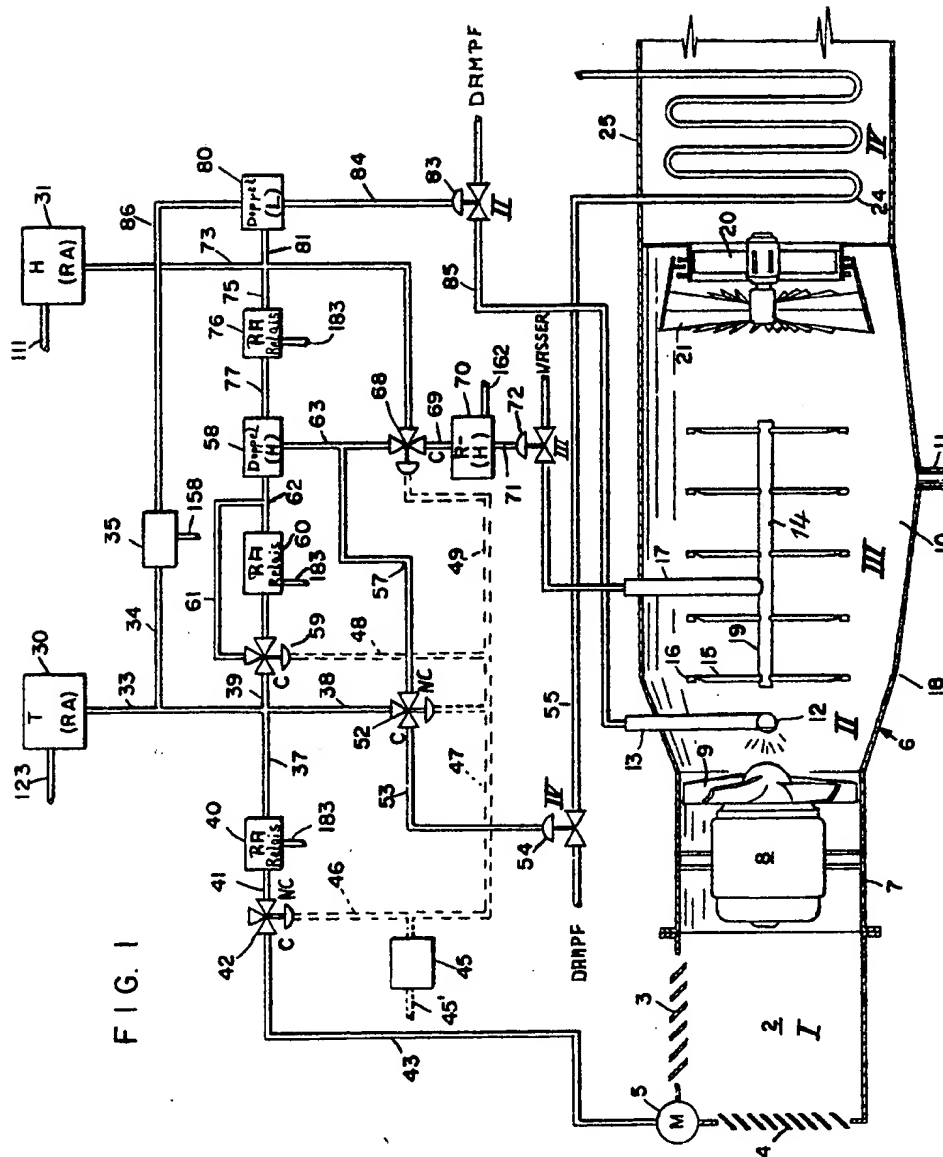
8. Klimaanlage nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Regelungsanlage als pneumatisch arbeitende Anlage ausgebildet ist.

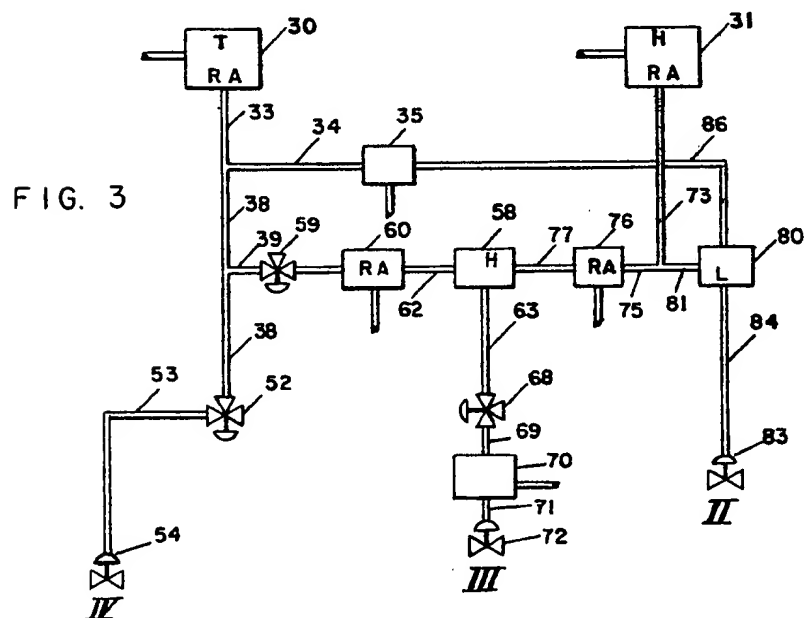
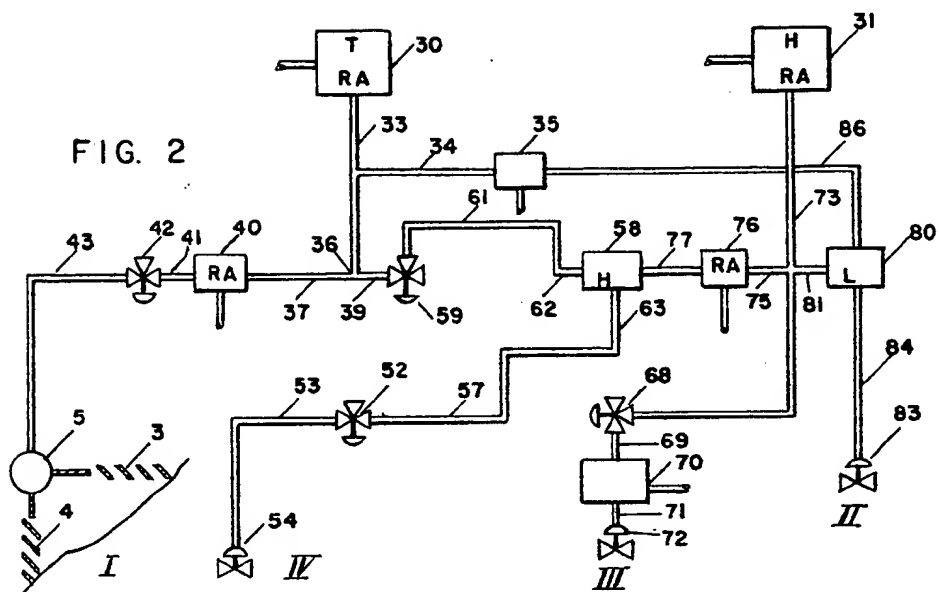
9. Klimaanlage nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Mischkammerstufe (I) während des Sommerbetriebes (nach Fig. 3) nicht in Steuerverbindung mit dem Thermostaten oder Hygrostaten steht.

10. Klimaanlage nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß die gesamten zu klimatisierenden Räumen zugeführte Luft durch die Anfeuchtungsstufe (III) geführt ist.

In Betracht gezogene Druckschriften:  
Österreichische Patentschrift Nr. 132 786;  
USA.-Patentschrift Nr. 2 445 121.

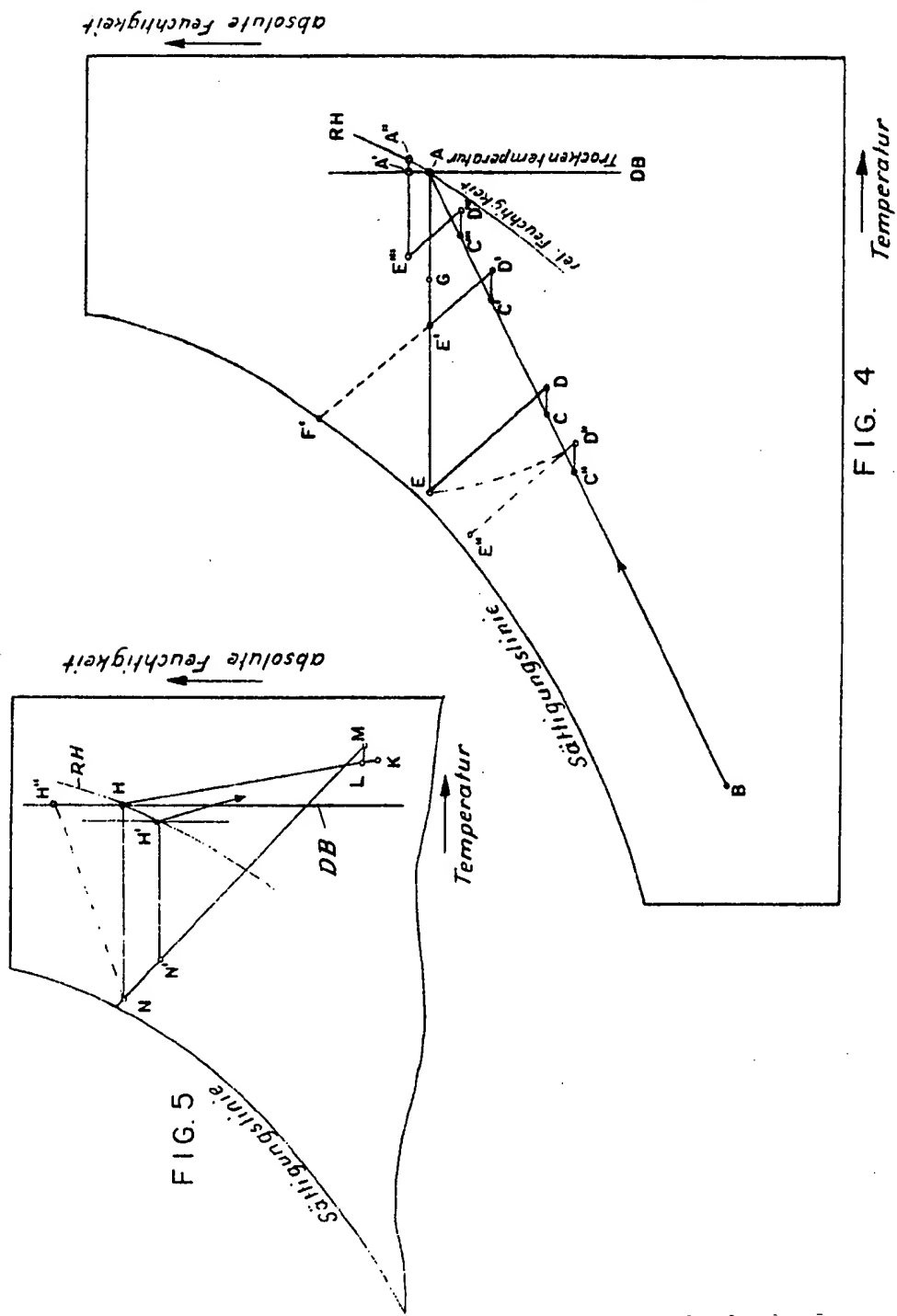
Hierzu 2 Blatt Zeichnungen



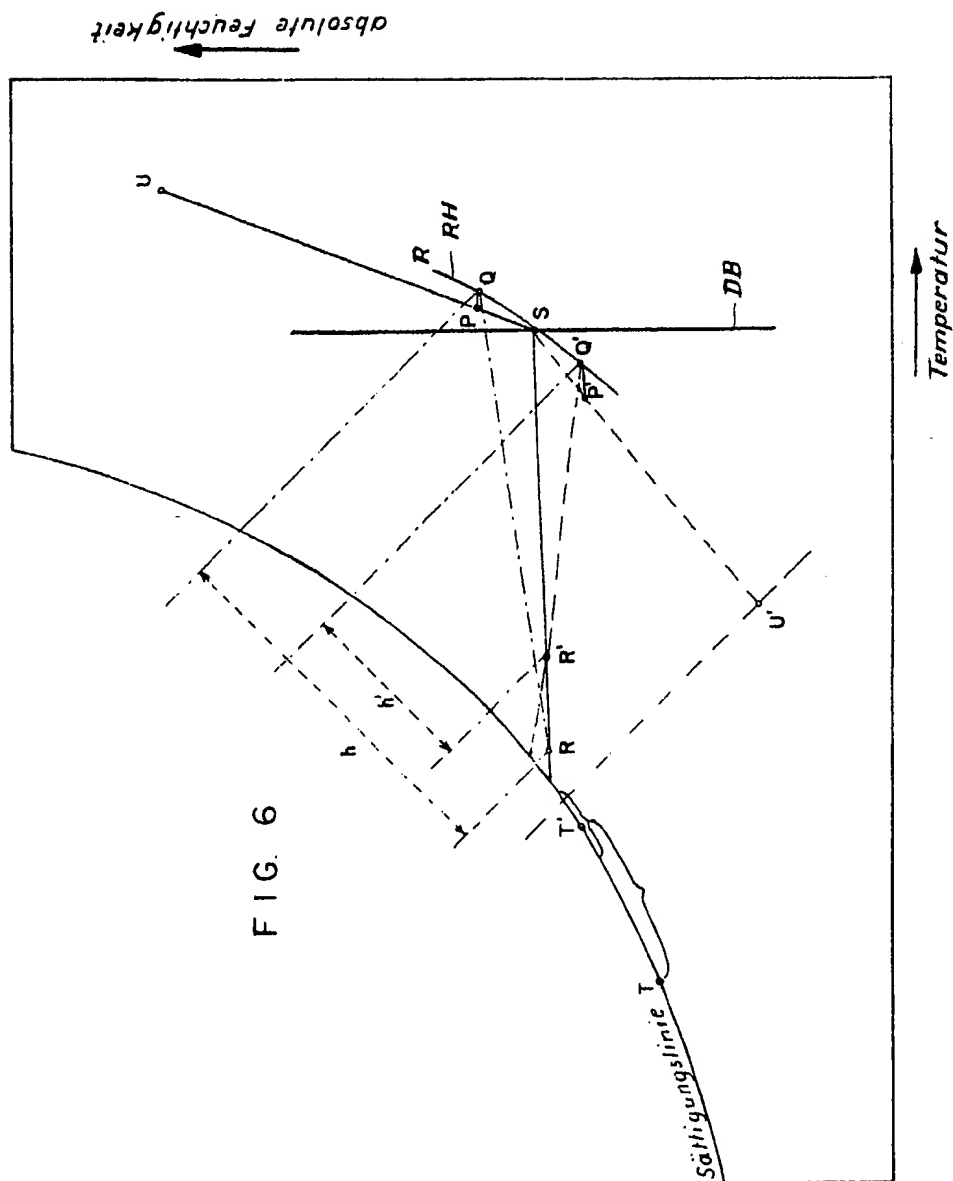




**Nummer:** 1 179 689  
**Internat. Kl.:** F 24 f  
**Deutsche Kl.:** 36 d - 1/54  
**Auslegungstag:** 15. Oktober 1964



Nummer: 1 179 689  
 Internat. Kl.: F 24 f  
 Deutsche Kl.: 36 d - 1/54  
 Auslegetag: 15. Oktober 1964



Nummer: 1 179 689  
 Internat. Kl.: F 24 f  
 Deutsche Kl.: 36 d - 1/54  
 Auslegungstag: 15. Oktober 1964

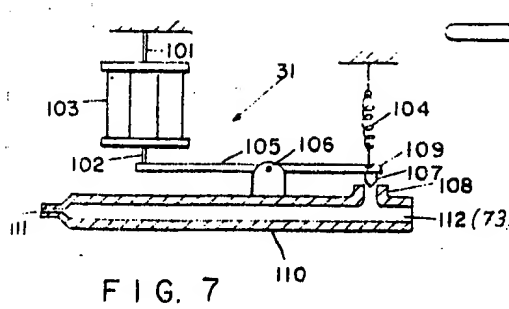


FIG. 7

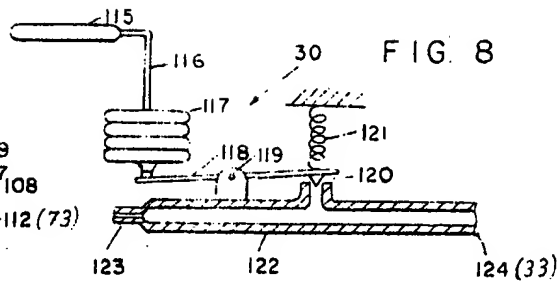


FIG. 8

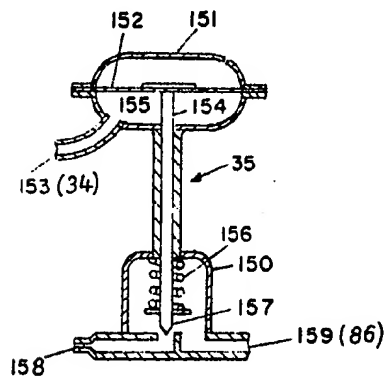


FIG. 10

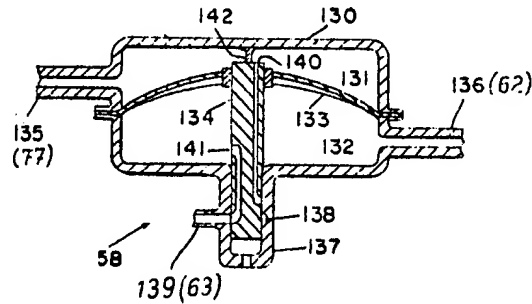


FIG. 9

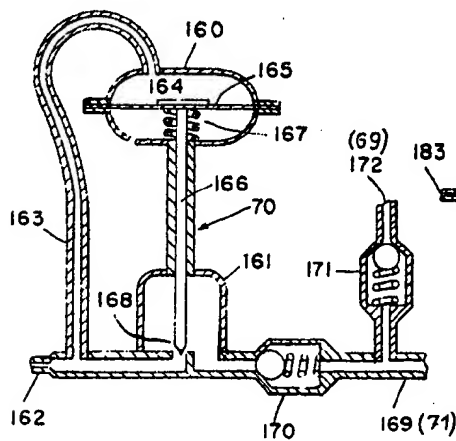


FIG. 11

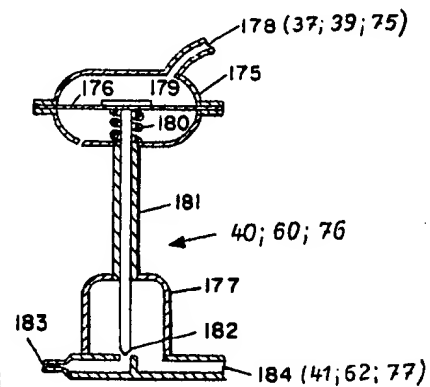


FIG. 12

**Sept. 20, 1960**

**E. C. HUNGATE**

**2,953,355**

# AIR CONDITIONING SYSTEMS FOR INDUSTRIAL APPLICATIONS

Filed May 1, 1957

5 Sheets-Sheet 1



**INVENTOR.**  
**ERNEST C. HUNGATE.**

**.BY**

Herman Seid

**ATTORNEY.**

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

**Sept. 20, 1960**

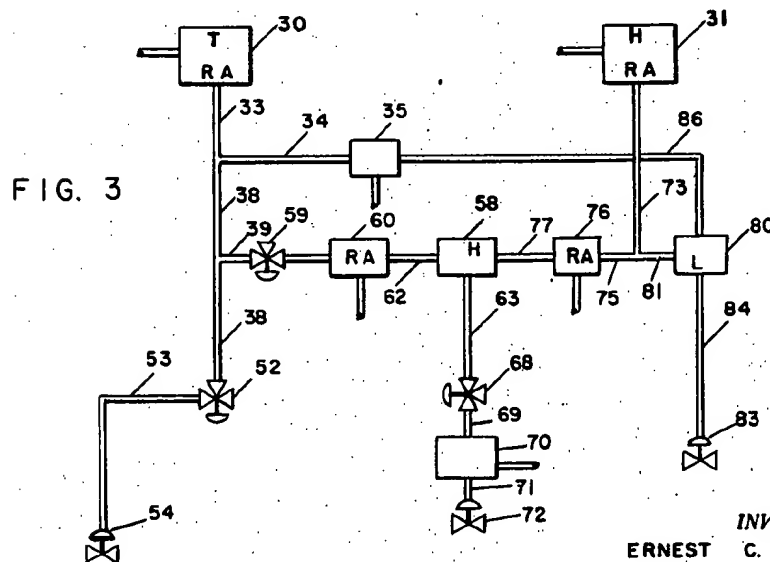
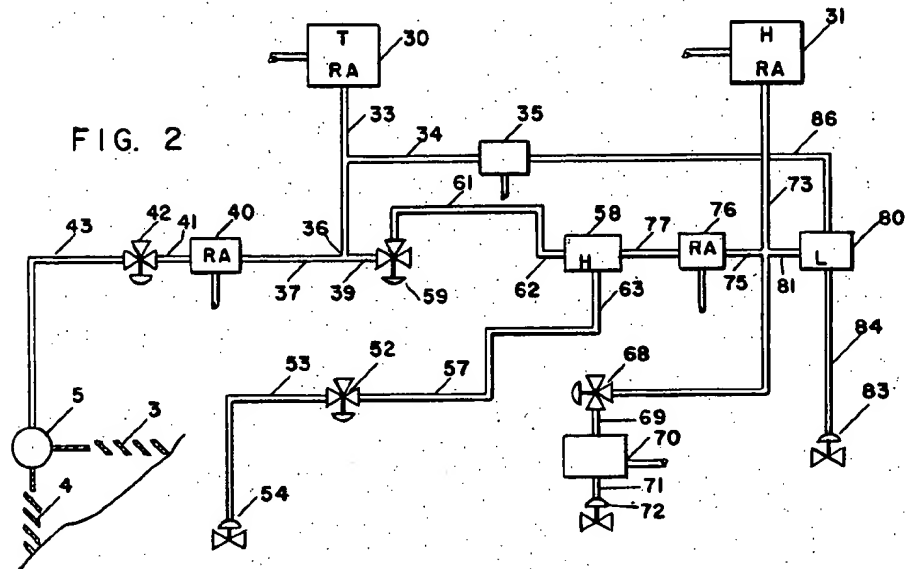
**E. C. HUNGATE**

**2,953,355**

# AIR CONDITIONING SYSTEMS FOR INDUSTRIAL APPLICATIONS

Filed May 1, 1957

**5 Sheets-Sheet 2**



INVENTOR.  
ERNEST C. HUNGATE.

BY

Herman Seid

**ATTORNEY.**

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**



Sept. 20, 1960

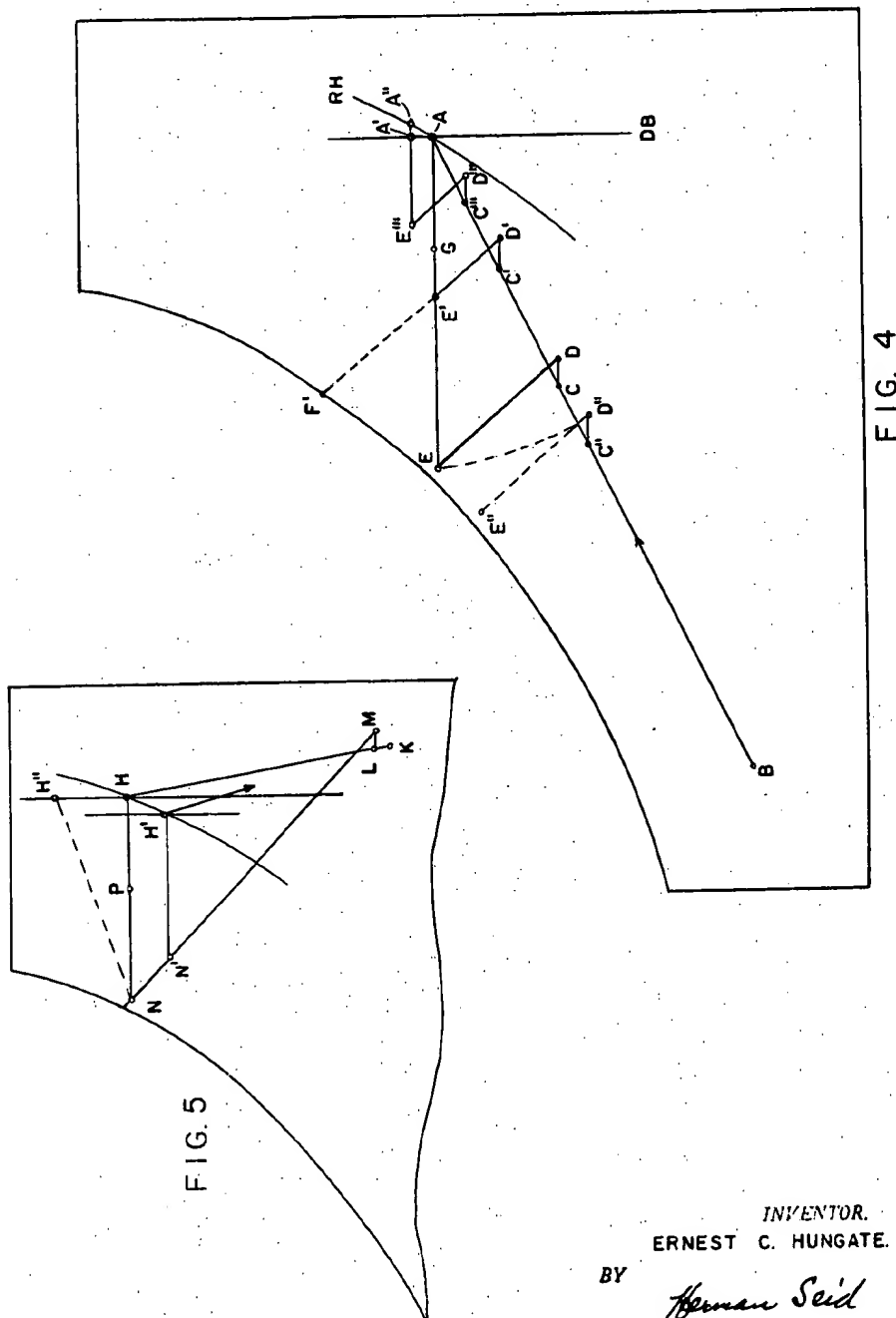
E. C. HUNGATE

2,953,355

AIR CONDITIONING SYSTEMS FOR INDUSTRIAL APPLICATIONS

Filed May 1, 1957

5 Sheets-Sheet 3



INVENTOR.  
ERNEST C. HUNGATE.  
BY *Herman Seid*  
ATTORNEY.

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

Sept. 20, 1960

E. C. HUNGATE

2,953,355

AIR CONDITIONING SYSTEMS FOR INDUSTRIAL APPLICATIONS

Filed May 1, 1957

5 Sheets-Sheet 4

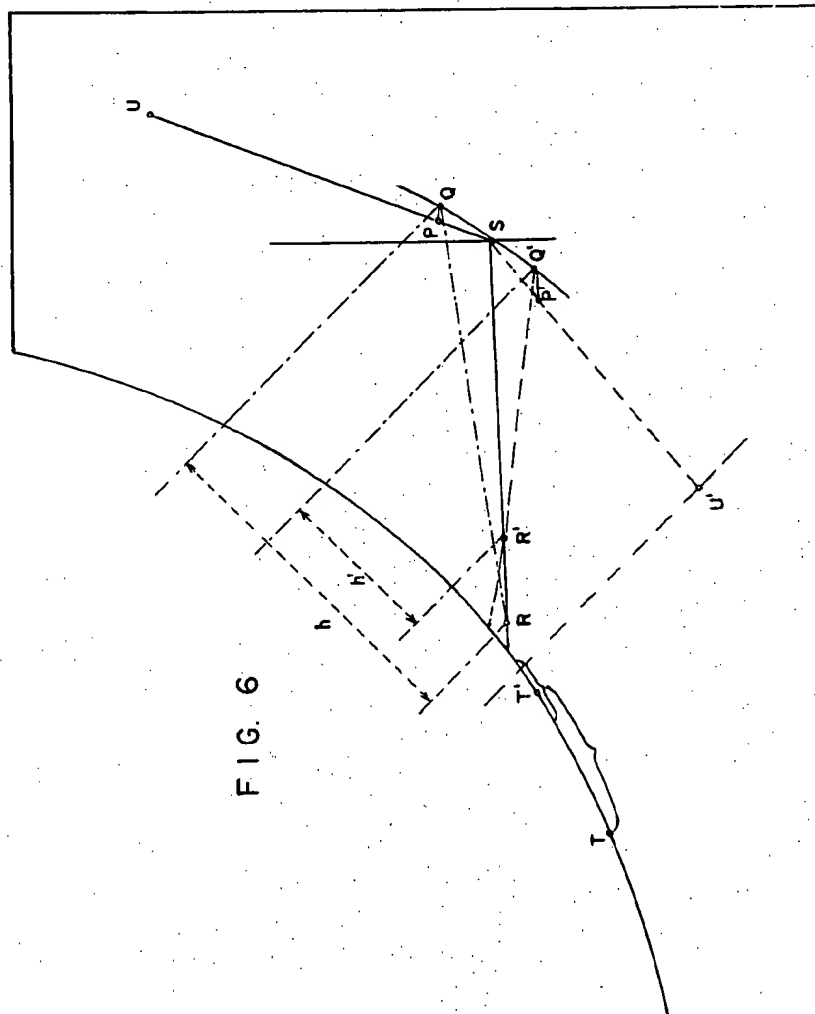


FIG. 6

INVENTOR.  
ERNEST C. HUNGATE.

BY

*Herman Seid*

ATTORNEY.

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

Sept. 20, 1960

E. C. HUNGATE

2,953,355

AIR CONDITIONING SYSTEMS FOR INDUSTRIAL APPLICATIONS

Filed May 1, 1957

5 Sheets-Sheet 5

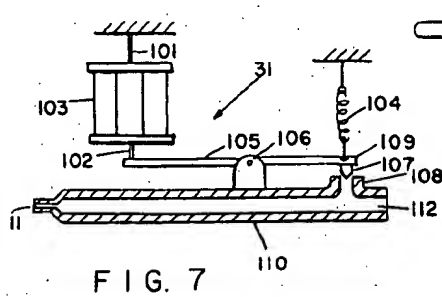


FIG. 7

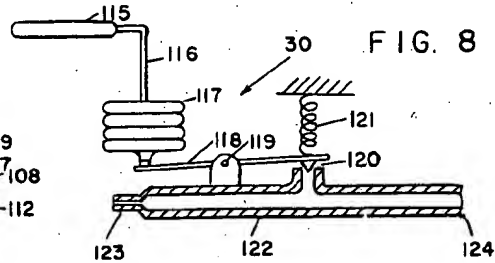


FIG. 8

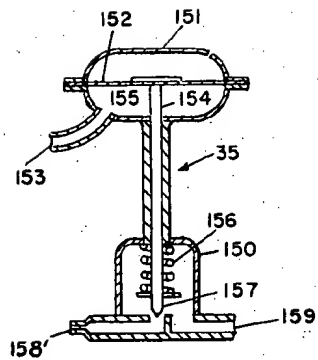


FIG. 10

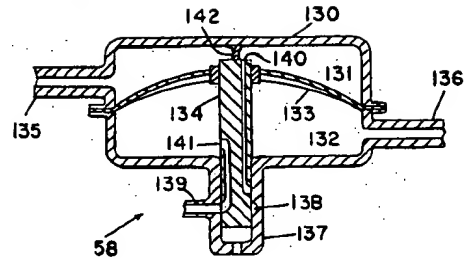


FIG. 9

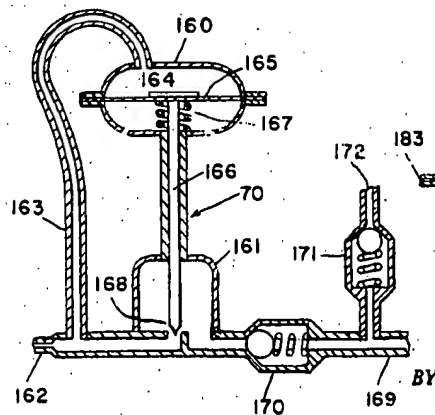


FIG. 11

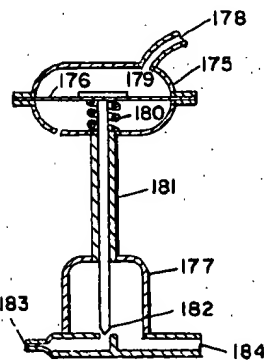


FIG. 12

INVENTOR.  
ERNEST C. HUNGATE.

BY *Herman Said*  
ATTORNEY.

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

1

2,953,355

## AIR CONDITIONING SYSTEMS FOR INDUSTRIAL APPLICATIONS

Ernest Cornell Hungate, Liverpool, N.Y., assignor to Carrier Corporation, Syracuse, N.Y., a corporation of Delaware

Filed May 1, 1957; Ser. No. 656,242

7 Claims. (Cl. 257-281)

This invention relates to air treatment systems embodying control mechanism permitting selective summer and winter operation and more particularly to an air conditioning system for textile mills and similar applications in which the control mechanism is adapted to actuate the system to provide desired conditions of temperature and humidity.

Because of the nature of the operation and the materials fabricated in textile mills, the air conditioning system has a threefold purpose. The first function is to maintain temperature conditions, the second function is to maintain a desired humidity and the third function is to provide necessary ventilation to the mill. Maintenance of proper temperature conditions within the mill, not only assures the comfort of the workers therein, but also prevents any erratic expansion or contraction of the machines and also maintains the uniformity of the materials fabricated. Synthetic fibers especially have been noted to expand as a result of changing temperature conditions. Control of the humidity within the mill is also important, especially in fabricating natural fibers which are greatly affected by humidity conditions. Control of humidity also controls the amount of static electricity created during fabrication with various fibers. Naturally, the need for proper ventilation in a mill is obvious.

To carry out these functions it is common practice to utilize a conditioner such as an air washer. These air washers have not changed basically in the last fifty years and essentially comprise a fan for inducing an air stream through the air washer, nozzles for washing the air by spraying water into the air stream and eliminators for removing entrained liquid particles from the air stream as it leaves the washer. Usually there is also associated with the washer a pump for recirculating the water used in the washer and a filtering system for removing the lint from the water which is recirculated. In certain areas, where evaporative cooling alone will not handle the air conditioning load, suitable water chilling apparatus may be utilized to more adequately condition the mill.

To condition the air, the air is passed through the air washer wherein it is substantially moistened by the spray nozzles therein and the air undergoes adiabatic saturation. Accompanying this heat exchange process is a cleaning process wherein the lint in the air is moistened to the extent that the wet lint particles fall out of the air stream and into the sump of the air washer. A portion of the lint may reach the eliminator blades in the unit at which point a large portion of the wet lint will drain back into the sump of the air washer. However, some of the lint particles will tend to adhere to the surface of the blades, thereby requiring periodic cleaning. To minimize this cleaning and maintenance problem, the spray nozzles within the air washer are maintained at a substantially full capacity throughout the operation to assure that all the air is substantially moistened and a great portion of the lint is removed. With such a

2

mode of operation substantially no air bypass factor exists and all the air is substantially saturated with moisture.

Since the air is substantially always saturated in the air washer, this factor has been utilized as the main control criterion for the air washer system. However, to add flexibility to the system, auxiliary means are utilized with the washer action. These means usually consist of water heating means, air heating means at the exit of the washer or suitable means for mixing the outside and return air introduced into the washer.

The controls normally used in a conventional washer system are a dew point thermostat located at the exit of the washer, a room thermostat and in some cases a room humidistat.

During winter operation of a conventional system, return air and outside air are mixed under the control of a dew point thermostat so that the air passing through the washer will undergo adiabatic saturation resulting in substantially saturated air at a dry bulb temperature as selected by the dew point thermostat. If the dew point thermostat is unable to select a warm enough mixture of air which will result in this wet bulb temperature, it will be assisted by the heating of the spray water to attain the desired supply air condition.

The air at the desired dew point will then be passed into the area to be conditioned and the air temperature will rise usually on a substantially constant absolute humidity line on the psychrometric chart. Should the air conditioning load or the grand total heat within the area to be conditioned be inadequate to raise the air temperature to the desired temperature, the room thermostat within the area will reduce the air quantity entering the area. This can be done to a limited extent after which, if the area is still too cold, the room thermostat will make provision for reheating the air entering the area to be conditioned.

During summer operation if evaporative cooling alone is used, a room humidistat may also be utilized. This humidistat will override the room thermostat to maintain the relative humidity within the area totally disregarding the resulting temperature. Naturally in certain areas the temperature may be so high that evaporative cooling alone is not practical. In such situations refrigerated water is used within the air washer. This refrigerated water is placed under the control of the dew point thermostat which by mixing with recirculated water, preselects the temperature of the spray water used so as to control leaving air conditions.

From the above description it can be readily appreciated that dew point control is inflexible and furthermore from the operational standpoint of the area to be conditioned, in most cases saturation of the air is totally unnecessary. However, from the standpoint of maintaining reasonable cleanliness of the eliminators, saturation of the air is mandatory.

The shortcomings of this type of control are especially evident during summer evaporative cooling. In order to maintain humidity conditions the air is first saturated within the washer to cool the air, then the air is passed into the room and undergoes a temperature rise as it absorbs room sensible heat. As previously noted, the humidistat may under certain circumstances override the room thermostat to maintain the relative humidity. If the area load is less than at peak summer design, this humidistat will cause reheating of the air as it leaves the washer. The system will therefore require heating of the air during summer conditions in order to maintain the relative humidity. Certainly this highlights an outstanding deficiency of dew point control and operation.

The present invention envisions a system which does not require dew point control nor does it require full



**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

saturation of the air passing through the washer but rather relies on controlling the system on the basis of temperature and humidity conditions actually existing within the mill. This is possible with the use of air washers of the type disclosed in my copending application Ser. No. 575,560, filed April 2, 1956, wherein a washer is described which may have the spray nozzles therein throttled to a point whereby an 80% air bypass factor may exist without affecting the operating cleanliness of the washer.

The chief object of the present invention is to provide an air washer control system which does not rely for control on dew point conditions.

An object of the invention is to provide a control system which will throttle the water sprays in the washer in response to selected temperature and humidity conditions in the area to be treated.

Another object is to provide a control system wherein the room thermostat will determine the outside air and the return air mixture passing into the washer section.

A still further object is to provide a control system wherein the water heater in the washer is selectively controlled by the humidity and temperature conditions within the area to be conditioned. These and other objects will become more obvious from the following description.

The present invention relates to an air conditioning system for industrial applications having selective summer and winter operation in which water sprays, and steam sprays within the washer and also a reheat coil in the supply duct to the area to be conditioned are regulated by thermostatic and humidity controls within the area being conditioned. These same controls further include means for controlling the blend of outside and return air admitted to the washer. During summer operation, substantially no outside air is admitted to the unit and the room thermostat controls the reheat coil in the duct supplying the area while selectively controlling with the room humidistat the throttling of the spray nozzles within the washer and also selectively controlling the steam sprays with the room humidistat.

During winter operation the room thermostat controls the blend of outside and return air admitted to the washer by adjusting the outside and return air dampers while selectively controlling the air reheat in the supply ducts with the room humidistat and also controlling the steam sprays selectively with the room humidistat, the room humidistat further controlling the operation of the water sprays.

The attached drawings illustrate a preferred embodiment of the invention in which:

Figure 1 is a diagrammatic view of the invention illustrating the control system as applied to a conditioner of the type disclosed in my copending application referred to above;

Figure 2 is a simplified diagrammatic view operatively indicating the control system during winter and summer evaporative cooling operation;

Figure 3 is a simplified diagrammatic view operatively indicating the system during summer operation with refrigeration;

Figure 4 is a psychrometric diagram indicating the winter operation;

Figure 5 is a psychrometric diagram indicating summer operation with evaporative cooling;

Figure 6 is a psychrometric diagram indicating summer operation utilizing refrigeration;

Figure 7 is a diagrammatic view of a suitable humidistat;

Figure 8 is a diagrammatic view of a suitable thermostat;

Figure 9 is a diagrammatic view of a suitable duplex cumulator;

Figure 10 is a diagrammatic view of a suitable proportional ratio pressure relay;

Figure 11 is a diagrammatic view of a suitable minimum branch pressure relay; and

Figure 12 is a diagrammatic view of a suitable reverse action relay.

Referring to Figure 1 there is shown an air washer employing the controls comprising the present invention. Air first passes into a mixing chamber 2 which has return air dampers 3 and outside air dampers 4. These dampers are controlled by a motor 5. If desired a motor 10 for each damper may be used. This motor 5 is pneumatically controlled by suitable controls to be described hereinafter. The operation of these dampers is such that a proportional opening in one damper will result in a proportional closing in the other damper so that if the return damper 3 is open, the outside air damper 4 will be substantially closed and vice versa.

The mixing chamber 2 is connected to the air washer 6 which may be of the type described in my copending application Ser. No. 575,560, filed April 2, 1956. This washer comprises a cylindrical section 7 which has concentrically mounted therein a motor driven fan 9.

Following this fan section there is the washer section which comprises a casing 18 having extending therein a pipe 13 having spray openings 12. This line 13 is connected to a suitable source of steam to be described more fully hereinafter. The steam sprays 12 are located adjacent the fan 9 and are followed by the spray section of the washer. The spray section includes a pipe 19 connected to a source of spray water by means of the line 17. A plurality of banks of branch lines 15 extend from this pipe 19 and at the end of each branch there is located a spray nozzle 16. In lower portion of the casing 18 there is located a sump 10 with a suitable drain 11 for removing water from the unit.

Following the banks of spray nozzles 16 there is located a rotatable eliminator 20 which is journaled in the bearing 21. The construction of this rotatable eliminator is similar to that shown in my aforementioned copending application which in essence comprises a hub having extending therefrom a plurality of blades comprising a plurality of surfaces intersecting in a plane or in a conical surface, the outer periphery of the eliminator having enclosing means which have suitable sealing means associated therewith to prevent any bypass around the eliminator structure.

Following the eliminator and the washer proper, there is a section of duct 25 which extends to the areas to be treated by the washer. Located in this duct is a suitable heating coil 24 connected to a suitable supply of steam or other heating medium.

Considering the operation of the washer, air is mixed in suitable quantities by means of the dampers 3 and 4 in response to controls to be described. The air is induced into the washer from the mixing chamber 2 by the fan 9. The air passing into the washer first encounters the steam sprays 12 whose function it is to increase the dew point and also the weight of moisture in the air depending upon desired conditions. This may also be accomplished by heating the spray water. Following the steam sprays there are located the various banks of nozzles 16 which are attached to the spray water control. Air which has been drawn into the washer is suitably moistened and may be put in a saturated condition if desired. In this type of washer it is possible to throttle the water to a point where a substantially 80% bypass is possible. Heretofore this has not been possible because of the severe clogging of the eliminator structure. However, with the eliminator structure as set forth in my copending application, the washer has a character wherein it is substantially self-cleaning and can remain in operation for periods of more than a year without any major maintenance or cleaning operations to be performed thereon. The moistened air which passes the spray nozzles encounters the eliminator 20.

This eliminator substantially removes all of the lint and

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

liquid droplets from the air leaving the air washer and returns the moisture and lint to the sump 10 from whence it is passed into a suitable filtering system and then returned to the spray headers. After the air has passed from the washer structure, it is passed into the duct 25. If the air conditioning load in the area to be conditioned is not sufficient to decrease the humidity to a desired point or increase the temperature to a suitable temperature, this condition may be remedied by the suitable application of heat by means of the steam coil 24 in response to the control arrangement of the present invention.

At this point there has been described a suitable washer which may be used with the present invention. Other washers may be used if it is possible to suitably throttle the spray water during operation without having lint accumulations impeding the operation of the machine. Heretofore, this has not been possible because the conventional stationary eliminator structure utilized merely comprised a plurality of stationary blades defining a plurality of changes in direction therein so as to remove any liquid or lint particles from the air by an impingement process. It will be noted that this washer has suitable means for controlling the condition of the air passing into the area to be conditioned, the first control being the ability to mix outside air and return air in suitable quantities to reach a suitable mixture temperature. Second, there is the utilization of steam sprays to suitably control the apparatus dew point. This is followed by a water spray system which may be suitably modulated between 0 and 80% bypass factor. To add to the versatility of the system, suitable reheat coils 24 are utilized in the ducts. By suitable manipulation of these four means the desired temperature, humidity and cleanliness within the area to be conditioned, may be maintained.

To control these four means, a control system with two responsive elements is utilized. A thermostat 30 and a humidistat 31 are the responsive elements and they are placed in the area or room to be conditioned; preferably for close control, they may be placed in a suitable aspirator cabinet (not shown). Service air is supplied to the humidistat 31 through the line 111 and to the thermostat 30 through line 123.

The present control system is pneumatically actuated and consists of a plurality of valves which are normally open to determine a summer operating pattern and have means responsive to air pressure for determining a second operational pattern for winter. These particular patterns will be more fully illustrated in a description of Figures 2 and 3.

Studying Figure 1 it will be noted that a plurality of reverse action relays are used in series. Naturally two reverse action relays in series have a nullifying result. This practice has been found to be necessary from the standpoint of providing a changeover system designed for two different methods of operation. The operation of these relays is such that if a given pressure is introduced into the relay a pressure equal to the maximum operating air pressure minus the given pressure will pass from the relay. For example, the maximum pressure may be 15 p.s.i., introducing a 3 p.s.i. pressure to a reverse action relay results in 12 p.s.i. passing from the relay. A suitable construction for a reverse action relay is shown in Figure 12. It will be noted that service air pressure is utilized in the operation of these relays through the opening 183.

Referring to Figure 1, extending from the thermostat 30 is line 33 from which extends the line 34 having therein the pressure ratio regulator 35. The function of this pressure ratio regulator is to suitably change in a predetermined proportion the air pressure acting on one side thereof. A full description of a suitable construction for the relay 35 is given in Figure 10. A source of high pressure service air is admitted through line 158' to relay 35. The line 33 is also connected to the lines 37, 38 and 39. The line 37 extends to the reverse action relay 40.

The operation of this reverse action relay will be such that if a pressure of 3 p.s.i. is exerted, in the line 37 a pressure of 15 p.s.i. minus 3 or 12 p.s.i. will be maintained in the line 41 in the manner previously indicated. In the line 41 there is a valve 42 which is of the 3-way pneumatically operated type. This valve, as can be seen from the schematic drawing has three ports, a common port (c) which is always open and which is connected by means of the line 43 to the damper motor 5 which controls the return air and outside air dampers 3 and 4.

The valve 42 also has a normally open (no) port which in this particular case vents the common port (c) to the atmosphere. There is a third port indicated as normally closed (nc) which under certain circumstances is open. In this particular situation when a pressure of 15 p.s.i. is exerted on the motor element of the valve, the normally closed (nc) and the common ports (c) are connected in the valve thereby permitting the pressure in the line 41 to pass through the line 43 into the damper motor 5 and in this way control the mixture of air entering the washer 6. To control the valve 42 a suitable pneumatic system is provided with a changeover switch 45. This changeover switch is connected to a suitable supply of air 45'. In this particular case 15 p.s.i. air is used; however it is readily appreciated, other pressures may be used.

This changeover valve during summer operation is closed and no pressure is exerted on the motor members of the various 3-way valves, thereby maintaining the normally open (no) and the common (c) ports connected. During winter operation however, the changeover switch provides 15 p.s.i. air pressure to act on the operating elements of the various 3-way valves causing the normally closed (nc) and the common (c) ports to be connected. The various valves in the system are connected by the lines 46, 47, 48 and 49 to the changeover switch. The summer and winter circuits will be simplified by the description of Figures 2 and 3. Considering the circuit as outlined at this point, it will be noted that the thermostat by means of the reverse action relay will cause a predetermined air pressure to act on the damper motor 5 during winter operation. During summer operation the damper motor will be disconnected from the control system and the damper setup in the mixing chamber is such that the return air damper will open fully and the outside air damper will be closed.

The thermostat 30 by means of the lines 33 and 38 is also connected to the valve 52. This connection is to the normally open (no) port of the valve which is a 3-way control valve. The common port (c) of the valve by means of the line 53 is connected to the steam reheat valve 54. By applying pressure to the control element of valve 54 steam is permitted to pass through the line 55 to the reheat coil 24 in the duct 25. This valve 54 is normally biased in a closed position and opens when a minimum air pressure is applied to the motor element of the valve.

The normally closed port of the valve 52 is connected by means of a line 57 to the duplex cumulator 58 in a manner to be described hereinafter.

The thermostat 30 by means of lines 33 and 39 is connected to the valve 59 and this connection is to the common port (c) of the valve. The normally open (no) port of this valve is connected to the reverse action relay 60 which is similar to the previously mentioned reverse action relay 40. The valve 59 by means of the normally closed (nc) connection of the valve and by means of the line 61 bypasses the reverse relay 60 and connects into the line 62 which extends between the reverse action relay 60 and the duplex cumulator 58.

The duplex cumulator is a pneumatic instrument which responds to either a low or a high pressure being introduced into the cumulator, as may be desired. In operation, two pressures are transmitted to the device, if the device is set for a high condition, the higher pressure only will be passed through the device. In certain instances

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

it is desirable that the lower pressure be passed through the device and this device may be so adjusted. The duplex cumulator 58 in the present invention is set for a high condition. In other words, only the high pressure introduced to the cumulator will be passed therethrough. This pressure is passed through the line 63 and depending upon circumstances may pass through the line 57 through the valve 52 and line 53 to control the valve 54 which controls the reheat steam.

The line 63 extends to the normally open (*no*) port in the valve 68. The common (*c*) opening of this valve is connected by means of the line 69 to the minimum pressure relay 70. This relay 70 functions in a manner wherein only pressures above a certain minimum value are permitted to pass therethrough and this relay is in turn connected to the valve 72 by means of the line 71. Service air is supplied to the relay 70 through the line 162'. The valve 72 throttles the water supply to the spray nozzles 16 in the washer 6.

The room humidistat 31 has a reverse acting relay which is connected by means of the line 73 to the normally closed (*nc*) port of the valve 68. Depending upon seasonal conditions and whether pressure exists in the line 49, this will determine whether the common (*c*) port of this valve 68 is connected to the normally closed (*nc*) or normally open (*no*) port of the valve.

The reverse action relay 76 is also connected to the room humidistat 31 by means of the lines 73 and 75. This reverse action relay is in turn connected by means of the line 77 to the duplex cumulator 58. It can be seen that the spray nozzles are controlled by means of the valve 72 which may be controlled either by the room thermostat 30 or the room humidistat 31 depending upon seasonal conditions.

A second duplex cumulator 80 is operatively associated with the room humidistat 31 by means of the lines 73 and 81. This duplex cumulator 80 is set for a low condition which determines that the lower pressure which is introduced to the instrument will pass therethrough and will be able to control the valve 83. The valve 83 controls the introduction of steam through the line 85, ultimately connected through the steam sprays 12. The duplex cumulator 80 is also connected by means of the line 86 to the proportional pressure ratio relay 35 which is in turn connected to the thermostat 30. By means of this setup the steam spray valve 83 is mainly under the control of the room humidistat 31. However, in certain conditions when thermostatic conditions are such as to be extremely severe, the lower pressure will be sent by the reverse action relay of the thermostat 30 to the proportional ratio relay 35, which in turn will transmit a pressure double the value of the control pressure introduced thereto to the duplex cumulator 80. Even after this increase in pressure from the relay 35, this pressure will be the lower pressure introduced to the duplex cumulator. The room thermostat 30 will control the steam sprays 12 by means of the valve 83. This control will manifest itself normally by not opening the valve since a pressure of a predetermined magnitude is required to open the valve. Since the lower pressure introduced to the duplex cumulator will be passed to the valve, the valve is rarely open.

Referring to Figure 2, there is shown a simplified diagram of the over-all control system shown in Figure 1. Figure 2 relates to a system wherein the system is operating under winter conditions or under summer conditions utilizing evaporative cooling only. To arrive at Figure 2 in an operative sense, the changeover switch 45 shown in Figure 1 applies air pressure to the valves 42, 52, 59 and 68. By applying this pressure, the normally closed (*nc*) and the common (*c*) ports of these valves are connected and the normally open (*no*) port of these valves is made inoperative.

It will be noted from Figure 2 that the room thermostat is connected by means of lines 33 and 37, reverse

action relay 40, line 41, valve 42 and line 43 to the damper motor 5. During winter operation the thermostat will function to apportion the amounts of outside and return air admitted to the washer shown in Figure 1. During summer operation utilizing evaporative cooling, the outside air dampers are wide open and only a small amount of leakage return air is passed to the air washer. This will be shown hereinafter with the psychrometric descriptions of the present invention.

The room thermostat is also connected by means of the lines 33 and 34, proportional ratio relay 35 and line 86 to the duplex cumulator 80 which is operatively associated with the spray heater valve 83 in the fashion previously mentioned. The room thermostat is also connected by means of the lines 36 and 39, valve 59 and line 61 to the duplex cumulator 58 which, during winter operation is operatively connected to the reheat steam valve 54 by means of the lines 63 and 57, valve 52 and line 53. Simultaneously the room humidistat 31 is connected by means of the lines 73 and 75, reverse action relay 76 and line 77 to the duplex cumulator 58 which also in conjunction with the room thermostat controls the reheat steam valve 54.

The room humidistat is also connected to the duplex cumulator 80 by means of the lines 73 and 81 and this humidistat is further connected to the throttling spray water valve 72 by means of line 73, valve 68, line 69, relay 70 and line 71.

Considering Figure 2, it will be noted that the room thermostat controls the outside and return air dampers and also the reheat valve 54 through the duplex cumulator 58. However, it will be also noted that the room humidistat by means of the reverse action relay 76 has control over this reheat valve 54 because as the humidity increases the reverse action relay of the humidistat plus the reverse action of the relay 76 will cause a high pressure to be introduced to the duplex cumulator 58 which could be higher than the action of the thermostat 30, which as temperature conditions increase will merely transmit a lower pressure and therefore a secondary pressure to the duplex cumulator 58.

The thermostat 30 also plays a secondary function in limiting the action of the spray heater valve 83 because of the proportional ratio pressure relay 35.

The room humidistat 31 not only controls the reheat steam valve 54 by means of the duplex cumulator 58 but also plays an important function in controlling the duplex cumulator 80 which controls the spray heater valve 83. However, the primary function of the humidistat is to control the spray throttle valve 72.

Figure 3 is a simplified diagrammatic drawing of the control system shown by Figure 1 under summer operation using refrigerated water in the spray nozzles. During summer operation the mixing dampers are oriented so that the outside air damper is substantially closed and merely a small amount of outside air leaks through the damper and is present in the air introduced into the air washer. The diagram of Figure 3 is a result of the operation of the changeover switch 45 shown in Figure 1. Under summer operation, control switch 45 does not introduce any air into the control valves 42, 52, 59 and 68. Therefore these valves are in a position wherein the common (*c*) port and the normally open (*no*) port of the valve are connected and the normally closed port is inoperative. This orientation of valve elements operatively results in the diagram of Figure 3.

The room thermostat 30 is connected by means of the lines 33 and 38, valve 52 and line 53 to the reheat valve 54. Simultaneously the thermostat 30 is connected by means of lines 33, 38 and 39, valve 59, reverse action relay 60 and line 62 to the duplex cumulator 58 which in turn is connected by means of the line 63, valve 68, line 69, relay 70 and line 71 to the valve 72 which is the spray throttling valve for the washer. The duplex cumulator 80 is also operatively associated with the thermo-

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**



stat 30 by means of lines 33 and 34, relay 35 and line 86. As previously indicated, this duplex cumulator responds to the lower pressure introduced to the instrument to control the spray heater valve 83 through the line 84. The room humidistat 31 is connected to the duplex cumulator 58 by means of the lines 73 and 75, reverse action relay 76 and line 77. The humidistat is also connected to the duplex cumulator 80 by means of lines 73 and 81.

In this diagram during summer operation with refrigerated water being used, the room thermostat at lower temperatures will introduce heat by means of opening the reheat steam valve 54. Also when the temperature in the area being conditioned rises, there will be a tendency to control the duplex cumulator 58 to increase the spray quantity by means of further opening the valve 72. The room humidistat 31 will with an increase in humidity tend to operate the spray throttle valve 72 through the duplex cumulator 58 in which case the action of the thermostat 30 on the cumulator is overcome. Simultaneously this room humidistat will also control the duplex cumulator 80 with the room thermostat 30 playing a secondary role, however, being able to override the action of the room humidistat depending upon the conditions and the setting of the proportional ratio relay 35.

In considering the operation of Figure 1 more fully Figures 7-12 are provided to give an indication of the nature of the instruments utilized in the control diagrams. Figure 7 is a diagrammatic view of a humidistat which may be used in the present invention. This particular type of humidistat requires a supply of service air (15 p.s.i. in the case of control of Figure 1). The humidistat comprises a connection to a source of air to be admitted at the restricted opening 111, a needle valve 108 and a connection to the control system through the opening 112. Controlling the valve member 107 is a lever 105 pivoted at point 106. The needle valve member 107 is biased in an open position by the tension spring 104. The opposite end of the lever 105 is restrained by the links 101 and 102 connected by the humidity sensing element 103. Normally this sensing element comprises two members connected by a hygroscopic material such as strands of human hair or pieces of wood. With an increase of humidity the human hair will expand permitting the spring 104 to bias the needle valve to an open position, thereby bleeding the service air to a lesser pressure. It will be apparent that humidistats of different constructions may be used. However, it is important that the amount of air pressure passing through the opening 112 to the control system diminish with increases in humidity within the mill.

Figure 8 illustrates a diagrammatic view of a thermostat which may be used in the present invention. This thermostat comprises a sensing bulb 115 containing a thermo-expanding liquid or gas, which, with increases of temperature, expands through the line 116 to inflate the bellows motor 117. This bellows motor pivots the lever 118 about the point 119. At the end of the lever is a needle valve 120 which is normally biased in a closed position by the compression spring 121. During operation service air is introduced through the restricted opening 123 of the valve member 122. With increases in temperature the needle valve 120 will open, bleeding the air supply therein and sending a greatly diminished air pressure through the opening 124 to the remainder of the control system.

Figure 9 is a diagrammatic view of a duplex cumulator indicated as 58 in Figure 1. This device comprises flanged valve body 130 having two chambers 131 and 132 separated by a flexible diaphragm 133. Suitable air inlets 135 and 136 are provided to these chambers. Operatively associated with the diaphragm is a valve member 134 which reciprocates within the valve body 137. This valve body has an annular space 138 which is connected to the cumulator discharge 139. The valve member 134 has two passages 140 and 141. These passages

are so oriented that in a first position as illustrated in Figure 9, chamber 132 is in communication with the opening 139. This first condition occurs when the air pressure introduced through the opening 136 is greater than the pressure existing in chamber 131. As the air enters chamber 132 this higher pressure is permitted to pass into the remainder of the control system. An abutment 142 is provided to determine the first position of the valve member 134.

If the pressure introduced through the opening 135 increases within the chamber 131 to a value greater than the pressure within the chamber 132, the diaphragm 133 will be deflected downwardly moving the valve member 134 toward a second position, wherein the discharge 139 of the device will be put into communication with the chamber 131 by means of the passage 140. When this occurs no air will pass from the chamber 132 because the exit port from the passage 141 will be closed. From the above description is apparent that the greater pressure existing in either chamber 131 or 132 will determine the position of the valve member 134 and ultimately the source of air passing to the discharge 139.

It will be readily appreciated that a duplex cumulator responsive to the lower pressure introduced to the device such as indicated as device 80 in Figure 1, may be adapted from a similar construction as Figure 9, however, the passages 140 and 141 are placed so that the lower pressure chamber will be placed in communication with the discharge 139.

Considering a possible construction for the proportional ratio pressure relay 35 in Figure 1, Figure 10 diagrammatically illustrates a construction which comprises a valve 150 under the influence of a damper motor 151. A control pressure is passed into the device through the line 153. This pressure is passed into the chamber 155 wherein is located a diaphragm 152. The air pressure therein urges the diaphragm upwardly carrying therewith the valve stem 154. By suitably selecting an opposing biasing spring 156 and a suitable needle valve 157 a proportional ratio pressure may be passed through the valve member. Since the pressure introduced to the line 153 may reach as high as 15 p.s.i., in the event that a two to one proportional increase is desired, 30 p.s.i. should be introduced to the opening 158. Because of the nature of the spring 156 and the nature of the needle valve 157 a pressure twice the value of the pressure introduced into the opening 153 will pass from the valve opening 159 to the remainder of the control system in the circuit.

Referring to Figure 11 there is illustrated a construction for a minimum branch pressure relay. This device performs the function of supplying a minimum pressure regardless of the control pressure transmitted to the instrument. Service air pressure is supplied through the restricted opening 162. A portion of this air passes through the line 163 into the diaphragm motor 160. This air is introduced into the chamber 164, wherein is located the diaphragm 165. This diaphragm is connected to the valve stem 166 which is operatively associated with the needle valve 168 located within the valve body 161. Opposing the air pressure within the chamber 164 is a spring member 167 which biases the needle valve 168 in an open position. By this construction a control air pressure is always supplied to the check valve 170.

Air pressure is introduced through the opening 162 which tends to close the needle valve 168, thereby limiting the air introduced into the check valve. As this pressure decreases, the effect of the spring 167 is to open the needle valve 168 thereby decreasing the throttling of the air supply to this valve. By this construction the pressure introduced to the check valve is regulated. This regulated air pressure is permitted to pass to the line 169 which is connected to the control system. Also connected to this line 169 is the line 172 which is associated with the remainder of the control system. Located in this line 172 is the check valve 171.

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

During normal operation air will pass through the line 172 through the check valve 171 and through the line 169 to the remainder of the control system. In the event that this pressure in the line 172 diminishes to a value less than the value of the regulated air pressure supplied to the value 170, the regulated air pressure will open check valve 170 and close the valve 171 thereby maintaining a condition wherein an air pressure less than the regulated pressure never exists within the line 169. As will be appreciated from the operation of this device, the spray water throttling valve 72 will always be opened to an extent determined by this minimum regulated pressure.

Figure 12 illustrates a diagrammatic view for a possible construction for the reverse action relays utilized in Figure 1. The basic valve construction of Figure 10 is again utilized. This device as in the case of the humidistat, thermostat and proportional ratio pressure relay requires service air pressure. This service air pressure is introduced through the restricted opening 183 and is suitably controlled by the valve section 177 by means of the needle valve 182. In this device the control air pressure is introduced through the line 178 into the chamber 179 of the diaphragm motor 175. This air pressure will tend to deflect the diaphragm in a downward direction. Opposing this action is the spring member 180 which is located beneath the diaphragm 176. As can be seen the air pressure introduced into the chamber 179 will tend to urge the stem 181 downwardly closing the needle valve 182. When no air pressure is supplied, the spring 180 biases the valve in an open position. As can be appreciated this construction permits a greater air pressure to pass through the opening 184 to the remainder of the control system when a smaller air pressure is introduced through the line 178 into the diaphragm motor 175, thereby indicating the reverse action of this air pressure relay.

It will be appreciated that other constructions of control devices may be utilized without extending beyond the scope of the present invention.

Considering the operation of the present invention, there is shown in Figure 4 a psychrometric chart illustrating the operation of the present control during winter operating conditions. A desired room condition is shown at A, which defines a room at a specific relative humidity and a specific dry bulb temperature. As a starting point assume that the room requires full sensible cooling capacity. In this case the room thermostat will position the outside and return air dampers 3 and 4 to provide a mixture entering the fan at condition C, that is, air at the temperature A which is return air and outside air at the temperature B combine to give a mixture of air at condition C. This position is necessary to provide the wet bulb temperature required for full room sensible load. As the air passes through the supply fan 9, it is sensibly heated from condition C to condition D. This process occurs on a constant moisture line. At condition D the air enters the spray chamber of the washer and is substantially saturated adiabatically toward the saturation curve and leaves at the condition E. This condition is substantially at the dew point of the air; however, it does not quite reach the saturation line because of the 95% effectiveness of most washers which always have a small amount of bypass. The air is then passed into the room rising from condition E to condition A, which is a constant moisture line, and in effect illustrates the load handled by the unit in taking care of the space to be conditioned.

In the event that the room cooling requirements diminish as is usual during winter operation since the air conditioning load is less, and full capacity is available as shown by the line EA, the room will become cooler. As the temperature drops, the room thermostat would feel a reduction in temperature and reposition the outside and return dampers to admit less outside air. The mixture

condition of the return air at condition A and outside air at condition B will then be repositioned to the point C' and the addition of fan heat will place conditions at D'. The air will then be saturated adiabatically to condition E' at which condition the air will be permitted to pass into the area and the load would be defined by the lines E' and A.

To accomplish this naturally the action of the washer must be modified. It is apparent that if the air is passed through the washer it would normally pass up to the vicinity of the dew point for that particular adiabatic saturation line which would be at point F'. However, the room humidistat 31 as viewed in Figure 2 will cause the valve 72 to throttle slightly so as to cause a higher by pass factor in the washer thereby determining that the air will leave the washer at the condition E'.

Naturally, should the load again diminish, the room thermostat 30 could continue to change the mixture of outside and return air until only the 5% leakage would occur and also at the same time the room humidistat would continue to throttle the sprays until an 80% by-pass factor would be reached, at which point no further throttling could be allowed because the resulting washing action would be inadequate and would result in lint accumulations within the structure, because of the poor wetting of the lint in the air stream passing therethrough.

Under certain circumstances the throttling of the water sprays should not be permitted to reach the 80% bypass factor and also in many situations it is desirable to take a substantial amount of outside air rather than to recirculate the return air. Under such circumstances the air will go through a cycle from C' to D' to E'. However, the amount of cooling load will only be between the points E' and G. Naturally the point G is at a higher relative humidity and a lower dry bulb temperature than is desirable, this would cause the room thermostat 30 shown in Figure 2 to manifest itself through the duplex cumulator 58 to operate the valve 54 resulting in the passage of steam into the coils 24. This action, in effect, causes the addition of heat to the air prior to passage into the area to be conditioned. The air changes from condition E' to condition G on Figure 4. The load in the mill then takes the air from condition G to condition A.

Again there is a possibility that under certain circumstances the mixture of outside and return air can only be held to condition C'' and with the addition of fan heat the air will reach condition D''. An adiabatic saturation at this point would result in reaching condition E''. Naturally from this view it is obvious that a very low dew point is reached which will never permit reaching the point A with sensible heating of the air. In order to rectify this situation the room humidistat 31 operating through the duplex cumulator 80 opens the valve 83 which permits steam to pass through the steam sprays 12 which are shown in Figure 1 and this causes the air to deviate from an adiabatic process, and change from the condition D'' to the condition E and from condition E to condition A which is the desirable room condition. Again, if the load in the room is inadequate to absorb all of this cooling effect, it is possible for the reheat valve 54 to open under the influence of the thermostat 30 operating through the duplex cumulator 58 and prevent a drop in room temperature.

Consider week-end conditions wherein the outside air and return air have been limited to a condition C'''. With the addition of fan heat the air changes to condition D''', adiabatic saturation takes place to condition E''' which is the minimum throttle position permissible under the existing load conditions to maintain the minimum operational cleanliness of the washer; the room condition changes to point A' which is at the correct dry bulb temperature, however, at much too high humidity. Under such circumstances the room humidistat operating through the duplex cumulator 58 shown in Figure 2, will admit steam to the re-heat coil 24 by means of

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

opening the valve 54. This will bring the temperature and humidity conditions of the air to condition A'', which, it will be noted, is the correct relative humidity; however, at a too high dry bulb temperature. At this point, the room thermostat recognizes this condition and promptly readjusts the outside and return air mixture to resulting condition C''' closer to condition C' causing the line E''' A'' to overlap with the line EA. The humidistat and thermostat will then continue to cooperate to maintain the desired condition of point A.

Reviewing the previous action, it will be noted that the operation of the return and outside air dampers 3 and 4 resulted because of the action of the thermostat 30 which, it will be noted from this diagram, can also operate through the duplex cumulator 58; however, under the aforementioned conditions, the humidistat 31 had overridden the duplex cumulator and had taken over control to the exclusion of the thermostat 30. Obviously, the operation shown does not take place in steps. The two instruments function together; that is, the room humidistat and thermostat constantly attempt to maintain the desired room conditions.

The use of the spray heater interlock as indicated by the duplex cumulator 80 comes into play under unusual conditions designed to prevent the system from attempting to meet conditions in an unrealistic manner, as for example, during start-up conditions when the system initially has insufficient air capacity to handle the load within the area to be conditioned. Under these conditions the unit will attempt to attain the greatest air rise, that is, from E to A on the psychrometric diagram in Figure 4. Accordingly, the outside air damper and return air damper will adjust to reach the condition C on the diagram. Under these conditions, the unit will give a relative humidity lower than desirable; however, the sprays will be on full. The natural expedient for the control would be to increase the humidity by putting the steam sprays on full in order to raise the humidity. However, since the system is short of capacity, this is highly undesirable because the steam would introduce unnecessary heat to the system. With this condition, the duplex cumulator 80 will come under the influence of the room thermostat 30, overriding the humidistat 31, and prevent the steam spray from coming on when the dry bulb temperature in the room is above the set point. The system will therefore pull down to the desired dry bulb temperature before steam can be admitted to raise humidity to the desired point.

It is believed that the versatility of the system during winter operation as illustrated by Figure 2 has been sufficiently demonstrated by the various modes of operation shown in Figure 4. It will be appreciated that by use of a washer of the type shown in my copending application, throttling of the water sprays adds new flexibility and economy to a washer system. Heretofore, washer systems have been tied down to the dew point thermostat control. This dew point thermostat would first control the dampers for the outside and return air and if this was insufficient, they would meet conditions by heating the spray water. A room thermostat would volume the air or throttle the amount of air passed to the area to be conditioned, which is certainly a condition which is undesirable since it, in effect, cuts down the capacity of the unit and varies room relative humidity. If the air reduction is inadequate to meet conditions the room thermostat would call for steam in the reheat coils.

Consider the psychrometrics of a conventional washer system by referring to Figure 4. The dew point thermostat regulates the mixture of return and outside air so that the washer will adiabatically saturate the air from condition D to condition E. The point E is the important point since the washer relies on substantially full saturation. Point A is at the desired temperature and relative humidity for the area to be conditioned. Should the load decrease so that the cooling load between G and

A is only necessary, the system is forced to apply reheat and heat the air from condition E to condition G. Naturally, this is undesirable, since when a cooling load is desired, in certain instances, we are placing a heating system against a cooling load which, as illustrated by the present system is not necessary if the mixture of outside and return air is set to run up the adiabatic saturation line D' to E' and then to the point A precisely meeting room or mill conditions.

From the above comparison of the new system with the conventional system, it is apparent that the new system does not have to saturate to the dew point and may have a considerable bypass factor which enables the system to operate under fractional loads which normally in conventional systems require reheat. Obviously, if the load within an area is very small, on its face it would appear to be very inefficient to make up for this lack of load by utilizing steam also resulting in making the room hotter than necessary. Furthermore, dew point control is unrealistic since it does not take into consideration the actual room conditions as the direct basis of control. The present system, by not being tied down to dew point control considers temperature and humidity and adjusts the washer accordingly.

Referring to Figure 5, there is shown a consideration of the psychrometric cycle of summer operation of an all air evaporative cooling system. During this type of operation, the control scheme of Figure 2 is still maintained. Under full load summer operation, the room dry bulb with evaporative cooling would obviously be above that desired in winter. Since the dry bulb is high, the room thermostat will call for maximum outside air, which with the 5% return air leakage will amount to 95% outside air in the mixture.

The small quantity of return air at condition H mixes with the large quantity of outside air at condition K resulting in a mixture at L and with the addition of fan heat, condition M results. At the condition M, the air is adiabatically saturated toward the apparatus dew point and leaves the conditioner at condition N. Again, it will be noted that the saturation efficiency of the unit is never 100% but normally in the vicinity of 95% and the point N is not on the saturation line but rather adjacent thereto. The air leaves the unit at condition N and rises to the condition H absorbing sensible heat. Under this condition, all of the room control is under the influence of the room humidistat since the thermostat is at the end of its sequence having turned reheat off fully and having opened outside air dampers to their maximum setting.

To explain the control operation more fully, assume that the outside air wet bulb temperature has remained the same but the room sensible load for some reason has been reduced. As this condition occurs, the room dry bulb would begin to drop and the relative humidity would tend to rise. The humidistat, in feeling an increase in relative humidity, would throttle the spray valve to produce a large bypass factor and the air would leave at condition N'. It would then change to the condition H' maintaining room humidity at a lower and more comfortable dry bulb temperature. The thermostat would not reposition the damper since although the dry bulb is lower, it is still far above the minimum desired temperature.

Although from this psychrometric cycle no spray heater is used, there are conditions where it might cause difficulty. Again, the duplex cumulator 80 and the pressure ratio relay 35 would prevent any misoperation. As an example, if this system did not have enough air capacity to hold the room humidity, the humidistat, after putting on full sprays would turn on the steam spray heater. Obviously, this would not be desirable, since the temperature would become too high. Under such a circumstance, the control interlock, namely the relay 35 and the duplex cumulator 80, would not permit the steam spray to come on due to the fact that the room dry bulb is above 80° or any other set point. This condition could also occur

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

if the system was started up after shut down and the conditions were hot and dry. Again the room thermostat would override the humidistat control because of the great discrepancy in temperature conditions as compared to humidity conditions in the system.

Considering the operation of a conventional system wherein there is no throttling of the spray water, it will be appreciated that a process of adiabatic saturation would occur from the point M to the point N shown in Figure 5. In the event that the load of the area would diminish so that the rise between conditions N and P would be required, it will be appreciated that at the point P the room humidity would be much too high for proper operation of the system. To compensate for this condition the reheat steam valve in the system would heat the air being admitted to the area to be conditioned so as to bring the humidity conditions of the air at P to condition H which is the desired operating humidity for the area. Naturally, reheat is undesirable in view of the fact that during summer when cooling is desired, because of the partial load, steam is needed to maintain the proper humidity in the area to be conditioned.

Compare this condition with that illustrated in Figure 5 wherein the bypass factor of the washer is increased so that the air leaves the washer at point N' and passes to condition H' resulting in a proper humidity control accompanied by a much lower dry bulb temperature, which is naturally more comfortable for the persons working within the mill.

Clearly, the approach wherein a dew point thermostat controls the system is highly inefficient since at certain portions of summer operation, reheat steam may be required during the portion of the year when certainly cooling is a major problem. In addition to the aforementioned disadvantage, the steam will cause the dry bulb temperature to rise to a point which may be very uncomfortable to those working within the mill, whereas the improved system would not only obviate the need for reheat steam but also provide a lower dry bulb operating temperature.

Considering the operation of a system employing refrigeration during the summer, the changeover switch 45 in Figure 1 is turned to summer operation wherein no air pressure is supplied to the motor elements of the valves 42, 52, 59 and 68. This operation changes the control circuit from that illustrated in Figure 2 to that illustrated in Figure 3. It will be noted in Figure 3 that the duplex cumulator 58 now controls the spray quantity instead of the previously controlled reheat steam, and the thermostat controls the reheat valve exclusively. It will also be appreciated that during summer operation a minimum amount of outside air is taken in and the dampers are set in a position wherein the outside air dampers are closed and the return air dampers are fully open and only outside air leakage passes to the washer which perhaps in most instances would amount to about 5% of the air passing through the washer.

During summer operation with refrigeration, refrigerated water is supplied to the washer at a constant temperature as maintained by the refrigeration machine controls. In order to make changes for load reduction, the spray nozzles are throttled by the duplex cumulator 58 which controls the spray throttling valve 72. In conventional systems, since there can be no throttling of the total water, cold water is mixed with warmer water in a controlled proportion to maintain the desired mixture temperature and the normal cycle takes place wherein the air is substantially saturated prior to being passed into the area being conditioned.

Referring to Figure 6 chilled water is introduced into the unit at temperature T' which is shown on the dew point line of the psychrometric chart. This water rises up along the dew point line until it reaches temperature T' at which point it leaves the unit. This rise in temperature naturally is accompanied by a reduction in tem-

perature and moisture content of the air passing through the washer. Considering full summer load, a small amount of outside air at temperature U enters the unit and mixes with a much larger quantity of return air at room temperature S providing a mixture shown on the diagram at condition P. This air passing over the fan motor has its temperature increased to condition Q. As the air passes through the air washer the temperature is pulled down to the condition R which is adjacent the saturation curve. The air at the temperature R is then introduced into the room and absorbs the load therein maintaining the temperature and humidity of the air to condition S. The room humidistat throttles the chilled water quantity to maintain a leaving dew point which will satisfy room humidity at the desired temperature. Under this design condition no reheat will be required since the rise from R to S is of a capacity necessary to hold room conditions under peak summer loads.

Consider another situation wherein a partial load condition exists and where the outside air is at a changeover wet bulb condition U'. The mixture of return air at condition S and outside air at condition U' results in a mixture at condition P'. As the air passes over the fan motor the temperature rises to Q'. The air then passes through the air washer and, as a result of the sprays controlled by the duplex action of the thermostat 30 and the room humidistat 31 shown in Figure 3, the air is suitably cooled and humidified to the point R'. However, to reach this point, the spray nozzles have been suitably throttled providing a bypass factor which results in the condition R' which is not a saturated air condition.

To illustrate the differences in loads, during full load conditions a total heat requirement illustrated as  $h$  is shown to be the change in enthalpy in the air as it passes through the unit. With partial load conditions the distance  $h'$  represents the new total heat requirement indicating a much smaller load.

As the load continues to decrease, the room humidistat will sense a decrease in humidity and cause reduction of spray quantity, thereby matching the total heat abstraction of the water to that required of the air.

Naturally, in certain situations the cooling requirements may become very low and again we must remember that the bypass factor should not normally exceed 80% in this type of washer to maintain adequate washing. If limited by this condition, or by a winter cooling load, the room thermostat will take over in such a way as to put on the reheat valve 54, thereby introducing heat into the steam coil 24 in the duct 25 thereby making up for the lack of load in the mill. In other situations the room humidistat will apply the steam sprays to satisfy conditions.

In considering the operation of the aforementioned controls illustrated in Figure 3 under summer conditions with refrigeration, it will be remembered that in maintaining the conditions within the area the room humidistat has been mainly considered, however, it is possible as can be seen from the diagram in Figure 3 that there will be joint control of the spray nozzles by means of the duplex cumulator 58 wherein the humidistat works jointly with the room thermostat to control the operation of this particular part of the system.

Reconsidering the operation during summer, basically the room thermostat and the room humidistat will control the water sprays together. In the event that the thermostat after having been overridden by the room humidistat, cannot effect satisfactory conditions, the reheat valve will be open in an attempt to satisfy conditions. In the event the room humidistat is overridden by the room thermostat, and cannot prevent the apparatus dew point and room relative humidity from falling by spray throttling, it will then open the steam sprays to an extent necessary to satisfy conditions by introducing steam into the air passing through the unit. Here again, if thermostatic conditions are so drastically different, the

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**



thermostat 30 has an opportunity to override this humidistat control by the connection to the duplex cumulator 80 by way of the relay 35 much in the manner as previously described.

In comparing the present system with conventional systems although in certain rare instances the present system may require reheat steam to satisfy partial load conditions, it can be safely said that this steam requirement is much lower than that used in conventional systems using straight reheat and wherein the air leaving the washer is always near a saturated condition as illustrated in Figure 6. Furthermore, the circulated air quantity remains constant, and more even and exact room conditions can be maintained.

From the above description it is believed that a system has been illustrated, which is not dependent on dew point control and is vastly more satisfactory in that it gives more precise room control, more efficiently and without excessive requirements for reheat. Further ramifications of the present system are also evident as for example, in certain situations where the room conditions require high humidity. Rather than increase the air side of the system drastically, it is desirable to use constant discharge water atomizers in the area and the atomizers are not cycled off and on as with conventional systems, thereby preventing changes in relative humidity. In such an application the control system would not change from that illustrated in Figures 1, 2 and 3. The psychrometrics would vary slightly since instead of rising in the room at a substantially constant moisture content, the air would, because of the atomizing action have its water quantity constantly rising at a steeper sensible heat factor. This may be illustrated in Figure 5. The air after having been substantially saturated from the condition M to condition N in an adiabatic line will, instead of passing from condition N to condition H, rather pass up to condition H', which is of the same dry bulb temperature as H, however, the relative humidity is somewhat higher due to the admission and evaporation of atomized water in the space. As can be seen by this application, a unit of smaller air capacity may be utilized; however, with the added evaporative cooling of the atomizers in the room, the cooling capacity of the entire system is greatly supplemented.

Other arrangements are also within the scope of the present invention, for example, multiple washers may be used in parallel with a common source of recirculated water and also utilizing a common filter system for removing lint particles from the units. The control system would not vary and the individual psychrometrics of each washer depending upon conditions in the various areas, would be functioning in a similar manner as shown in the psychrometric drawings illustrated in Figures 4, 5 and 6.

While I have described a preferred embodiment of my invention, it will be understood that my invention is not limited thereto since it may be otherwise embodied within the scope of the following claims.

I claim:

1. In an air conditioning system for industrial applications having selective summer and winter operation wherein the air conditioning system includes an air washer, means for mixing return and outside air, means for heating air passing into the air washer, means for spraying water into the air as it passes through the washer and means for heating the air passing from the air washer; a control arrangement comprising a thermostat and a humidistat located in the area to be treated, means for controlling the mixture of return and outside air, means for throttling the water supplied to the water spray means in the air washer, means for controlling the heating of the air passing to the air washer, means for controlling the heating of the air passing from the air washer, change-over means to determine first and second operating relationships between the thermostat, humidi-

stat and the last four mentioned means; said first relationship comprising said means for controlling the mixture of return and outside air being regulated by the thermostat, said means for controlling the heating of the air passing from the air washer being regulated selectively by the humidistat and the thermostat, said means for throttling the water sprays into the air as it passes through the air washer being regulated by the humidistat, said means for controlling the heating of the air passing to the air washer being regulated selectively by the humidistat and the thermostat; and the second relationship comprising said means for controlling the heating of the air passing from the air washer being regulated by the thermostat, said means for throttling the water spray into the air stream passing through the air washer being regulated selectively by the thermostat and the humidistat, said means for controlling the heating of the air passing to the air washer being regulated selectively by the humidistat and the thermostat.

2. In an air conditioning system for textile mills, the combination of an air washer including means for spraying water into the air as it passes through the air washer, a rotary eliminator for removing lint and droplets of water from the air passing from the washer, means for passing a stream of air through the air washer, means for heating air passing to the sprays of the air washer, means for heating the air passing from the air washer; and a control arrangement comprising a temperature sensing element located in the area to be treated; a humidity sensing element located in the area to be treated; means for varying the quantity of water supplied to the water spray means in the air washer, means for actuating the varying means; first means for controlling the heating of the air passing to the sprays of the air washer; second means for controlling the heating of the air passing from the air washer; a control element operatively associated with the temperature sensing element and the humidity sensing element and selectively operable responsive to conditions reflected by the temperature sensing element and the humidity sensing element to select the temperature sensing element or the humidity sensing element to regulate said actuating means to vary the quantity of water sprayed into the air; said first heating means being regulated by the humidity sensing element and the temperature sensing element, and said second heating means being regulated by the temperature sensing element.

3. An air conditioning system for textile mills according to claim 2 in which a control element is operatively associated with the temperature sensing element and the humidity sensing element and selectively operable responsive to conditions reflected by the temperature sensing element and the humidity sensing element to regulate the means for controlling the heating of the air passing to the sprays of the air washer.

4. In an air conditioning system for textile mills, the combination of an air washer including means for spraying water into the air as it passes through the air washer, a rotary eliminator for removing lint and droplets of water from the air passing from the washer, means for passing a stream of air through the air washer, means for heating air passing to the sprays of the air washer, means for heating the air passing from the air washer, and a control arrangement comprising a temperature sensing element located in the area to be treated, a humidity sensing element located in the area to be treated, means for varying the quantity of the water supplied to the water spray means in the air washer, said varying means being regulated by the humidity sensing element and the temperature sensing element, means for controlling the heating of the air passing to the sprays of the air washer, a control element operatively associated with the temperature sensing element and the humidity sensing element and selectively operable responsive to conditions reflected by the temperature sensing element and

**THIS PAGE BLANK (USP 10)**

the humidity sensing element to regulate said means for controlling the heating of the air passing to the sprays of the air washer, and means for controlling the heating of the air passing from the air washer; said means for controlling the heating of the air passing from the air washer being regulated by the temperature sensing element.

5. In an air conditioning system for textile mills; the combination of an air washer including means for spraying water into the air as it passes through the air washer, a rotary eliminator for removing lint and droplets of water from the air passing from the washer, means for passing a stream of air through the air washer, means for mixing return air and outside air to be passed to the sprays of the air washer, all return air directed to the washer passing through the sprays thereof, means for heating air passing to the sprays of the air washer, means for heating the air passing from the air washer, and a control arrangement comprising a temperature sensing element located in the area to be treated, a humidity sensing element located in the area to be treated, means for controlling the mixture of return air and outside air, means for varying the quantity of water supplied to the water spray means in the air washer including a valve, means for actuating said valve, a first control element operatively associated with the temperature sensing element and the humidity sensing element and selectively operable responsive to conditions reflected by the temperature sensing element and the humidity sensing element to select the temperature sensing element or the humidity sensing element to regulate said actuating means to vary the quantity of water sprayed into the air, means for controlling the heating of the air passing to the sprays of the air washer including a valve, a second control element connected to the valve and operatively associated with the temperature sensing element and the humidity sensing element and selectively operable responsive to conditions reflected by the temperature sensing element and the humidity sensing element to regulate said heating valve, and means for controlling the heating of the air passing from the air washer, said means being capable of actuation by the first control element and by the temperature sensing element.

6. An air conditioning system for textile mills according to claim 5 in which the control arrangement includes change-over means to determine first and second operating relationships between the temperature sensing element, the humidity sensing element, the air mixing means, the water varying means, the means for controlling the heating of the air passing to the sprays of the air washer and the means for controlling the heating of the air passing from the air washer; the first relationship comprising the air mixing means being actuated by the temperature sensing element, the water varying means being

regulated by the humidity sensing means, the means for controlling the heating of the air passing to the sprays being regulated by the temperature sensing element and the humidity sensing element, and the means for controlling the heating of the air passing from the air washer being regulated by the humidity sensing element and the temperature sensing element; the second relationship including the air mixing means being rendered inoperable, in a position to supply substantially all return air to the sprays, the water varying means being regulated by the humidity sensing means and the temperature sensing means, the means for controlling the heating of the air passing to the sprays being regulated by the humidity sensing element and the temperature sensing element, and the means for controlling the heating of the air passing from the air washer being regulated by the temperature sensing element.

7. In the method of air conditioning a textile mill, the steps which consist in forming an air stream from a mixture of return air and outside air, spraying a desired quantity of water into the air stream, heating the mixture prior to its passage to the sprays, and heating the mixture after its passage through the sprays, while under summer operating conditions varying the quantity of water sprayed into the air stream selectively in response to temperature and humidity conditions in the area being treated, regulating the heating of the mixture prior to its passage to the sprays selectively in response to temperature and humidity conditions in the area being treated, regulating the heating of the air stream after its passage through the sprays in response to temperature conditions within the area being treated, and forming the air stream substantially from a stream of return air from the area being treated; while, under winter operating conditions, regulating the proportions of the mixed air stream in response to temperature conditions existing within the area being treated, varying the quantity of water sprayed into the air stream in response to humidity conditions in the area being treated, regulating the heating of the mixture prior to its passage to the sprays selectively in response to temperature and humidity conditions in the area being treated, and regulating the heating of the air stream after its passage through the sprays selectively in response to temperature and humidity conditions within the area being treated.

#### References Cited in the file of this patent

##### UNITED STATES PATENTS

2,177,596	Haines	Oct. 24, 1939
2,315,517	Greenlee et al.	Apr. 6, 1943
2,338,382	Marlow	Jan. 4, 1944
2,445,121	Ney	July 13, 1948
2,872,858	Caldwell	Feb. 10, 1959



**UNITED STATES PATENT OFFICE**  
**CERTIFICATE OF CORRECTION**

Patent No. 2,953,355

September 20, 1960

Ernest Cornell Hungate

It is hereby certified that error appears in the printed specification of the above numbered patent requiring correction and that the said Letters Patent should read as corrected below.

Column 7, line 4, for "high", second occurrence, read  
-- higher --; column 10, line 20, for "exiting" read  
-- existing --; column 12, line 24, for "wuld" read -- would --.

Signed and sealed this 25th day of April 1961.

(SEAL)

Attest:

ERNEST W. SWIDER  
Attesting Officer

DAVID L. LADD  
Commissioner of Patents

**THIS PAGE BLANK**